

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

**MODELIZACIÓN DE UN ABSORBEDOR UTILIZANDO TECNOLOGÍA
DE MEMBRANAS**

PROYECTO FIN DE CARRERA

AUTOR: ÁLVARO MARCOS PERCHÍN

TUTORA: MARÍA DEL CARMEN VENEGAS BERNAL

ABRIL, 2015

TÍTULO: MODELIZACIÓN DE UN ABSORBEDOR UTILIZANDO TECNOLOGÍA DE MEMBRANAS

AUTOR: ÁLVARO MARCOS PERCHÍN

TUTORA: MARÍA DEL CARMEN VENEGAS BERNAL

EL TRIBUNAL

PRESIDENTE: MATHIEU LEGRAND

SECRETARIO: IGNACIO ROMERO SANZ

VOCAL: JOSÉ RAMÓN MARTÍN SOLÍS

MADRID, 30 ABRIL 2015



Agradecimientos

Este proyecto fin de carrera representa el final de mi formación universitaria, he de agradecer el apoyo que me han ofrecido mis padres Antonio y María del Carmen, a lo largo de toda mi vida y formación académica, apoyándome en los momentos de incertidumbre y acompañándome en los momentos de celebración. También he de agradecer a mis hermanos Roberto y Jacobo, su compañía y consejos a lo largo de mi desarrollo como persona, ya que son un muy buen espejo en el que mirarse, además de por todos los momentos que hemos compartido y seguiremos compartiendo.

Agradecer también y valorar en su medida a mis compañeros y amigos durante esta etapa, sin su apoyo, compañía y sin los momentos de diversión compartidos, la consecución de este proyecto no habría sido posible. Tener gente cerca que está en tu situación, con la que compartes puntos de vista y con la que puedes reírte y relativizar los problemas, aligera cualquier carga y la hace más llevadera.

He de agradecer también la inestimable ayuda y orientación de la tutora de este proyecto, María del Carmen Venegas Bernal, su disponibilidad y entrega estoy seguro, son una parte fundamental del resultado final de este proyecto.

A la Universidad Carlos III, por brindarme la oportunidad de desarrollarme como persona y por aportarme valiosos conocimientos y experiencias.

Agradecer a la buena música que consigue que me ponga en marcha incluso cuando no hay ganas, a la radio que me ha hecho compañía en momentos de soledad, a los grandes libros y películas que me han enseñado multitud de historias y formas de ver el mundo, a las chicas atractivas que hacen de la vida un lugar mejor, a los viajes que te hacen crecer y te forman como persona, a la comida de mi madre que convierte un día rutinario en uno especial y a la compañía de los míos sin los cuáles no sabría que hacer y que consiguen sonsacarme sonrisas, risas y momentos de alegría.

Álvaro Marcos Perchín, Abril 2015.





Índice

RESUMEN.....	7
ABSTRACT.....	8
ÍNDICE DE FIGURAS.....	9
ÍNDICE DE TABLAS.....	13
NOMENCLATURA.....	15
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	17
1.1 INTRODUCCIÓN.....	17
1.2 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO.....	19
1.2.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS.....	19
1.2.2 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LAS EFICIENCIAS DE LOS CICLOS COMPRESIÓN MECÁNICA Y CICLOS ABSORCIÓN.....	21
1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	24
1.4 OBJETIVO.....	26
2. AVANCES TECNOLÓGICOS.....	27
2.1 CICLOS DE REFRIGERACIÓN: CICLO DE CARNOT.....	27
2.2 CICLO DE ABSORCIÓN: COMPONENTES Y BALANCES.....	28
2.2.1 EVAPORADOR.....	28
2.2.2 CONDENSADOR.....	29
2.2.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	29
2.2.4 VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO.....	29
2.2.5 BOMBA DE DISOLUCIÓN.....	30
2.2.6 GENERADOR.....	30
2.2.7 ABSORBEDOR.....	30
2.2.8 TORRE DE REFRIGERACIÓN.....	31
2.2.9 COP.....	31
2.2.10 BALANCE DE MASA.....	32
2.3 FLUIDOS DE TRABAJO	32
2.3.1 PAREJA H ₂ O-LiBr.....	33
2.3.2 PAREJA NH ₃ -H ₂ O.....	34
2.3.3 COMPARACIÓN DE LA PAREJA NH ₃ -H ₂ O Y PAREJA H ₂ O-LiBr.....	36
2.3.4 ELECCIÓN FINAL PAREJA REFRIGERANTE-ABSORBENTE INVESTIGACIÓN.....	36
2.3.5 OTRAS COMBINACIONES REFRIGERANTE-ABSORBENTE.....	37



3. ABSORBEDOR.....	38
3.1 INTRODUCCIÓN.....	38
3.2 FUNCIONAMIENTO ABSORBEDOR.....	38
3.3 TIPOS DE ABSORBEDORES.....	39
3.3.1 ABSORBEDORES CON FASES VAPOR Y LÍQUIDO CONTINUAS.....	39
3.3.2 ABSORBEDORES CON FASE VAPOR CONTINUA Y FASE LÍQUIDA DISCONTINUAS.....	40
3.3.3 ABSORBEDORES CON FASE VAPOR DISCONTINUA Y FASE LÍQUIDA CONTINUAS.....	41
3.4 INVESTIGACIÓN ABSORBEDORES BASADOS EN CELDAS DE CANALES CONFINADOS SEPARADOS POR LÁMINAS POLIMÉRICAS HIDRÓFOBAS Y METÁLICAS.....	42
3.5 TECNOLOGÍA DE LAS MEMBRANAS HIDRÓFOBAS.....	45
3.5.1 ESPESOR DE LA MEMBRANA.....	46
3.5.2 POROSIDAD DE LA MEMBRANA.....	46
3.5.3 TORTUOSIDAD.....	46
3.5.4 DIÁMETRO MEDIO DE PORO.....	47
3.5.5 CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS Y MECÁNICAS DEL MATERIAL EMPLEADO.....	47
3.5.6 REQUISITOS MEMBRANAS IMPLEMENTADAS EN EL DISEÑO.....	47
3.6 MATERIALES MEMBRANAS POLIMÉRICAS HIDRÓFOBAS MICROPOROSAS.....	48
3.6.1 POLIPROPILENO (PP).....	48
3.6.2 POLIFLUORURO DE VINILIDENO (PVDF).....	48
3.6.3 POLITETRAFLUOROETILENO (PTFE, TEFLÓN).....	49
3.7 INVESTIGACIÓN DISTRIBUIDORES MEMBRANAS.....	50
3.7.1 DISTRIBUIDORES MEMBRANAS HIDRÓFOBAS MICROPOROSAS.....	50
3.7.1.1. KIND INSULATION IND. TRADE CO. LTD.....	50
3.7.1.2. HANGZHOU ANOW MICROFILTRATION CO. LTD.....	51
3.7.1.3. ADVANTEC MFS, INC.....	51
3.7.1.4. MILLIPORE CORPORATION.....	51
3.7.2 TABLAS INFORMATIVAS MEMBRANAS DISPONIBLES EN EL MERCADO, CARACTERÍSTICAS Y PRECIOS.....	52
3.7.2.1. MEMBRANAS DEL FABRICANTE KINDINSULATION.....	52
3.7.2.2. MEMBRANAS DEL FABRICANTE ADVANTEC MFS.....	53
3.7.2.3. MEMBRANAS DEL FABRICANTE MERCK-MILLIPORE.....	54



4. DISEÑO Y MODELO MATEMÁTICO.....	55
4.1 INTRODUCCIÓN.....	55
4.2 DISEÑO.....	55
4.3 SISTEMA MATEMÁTICO GENERAL.....	59
4.4 PROCESO DE TRANSFERENCIA DE MASA.....	61
4.5 CONSERVACIÓN MASA.....	63
4.5.1 BALANCE MASA VOLUMEN DE CONTROL DIFERENCIAL DEL CANAL DISOLUCIÓN ACUOSA LIBR (ABSORBENTE).....	64
4.5.2 BALANCE MASA VOLUMEN DE CONTROL DIFERENCIAL DEL CANAL VAPOR DE AGUA (REFRIGERANTE).....	64
4.6 PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	64
4.6.1 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	64
4.6.2 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA GLOBAL.....	65
4.6.3 DIFERENTES PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ESTUDIADOS.....	66
4.6.3.1 BALANCE ENERGÉTICO GLOBAL DE UN VOLUMEN DE CONTROL DISCRETIZADO DEL ABSORBEDOR.....	67
4.6.3.2 CALOR TRANSFERIDO DESDE LA DISOLUCIÓN AL VAPOR DE AGUA.....	68
4.6.3.3 CALOR TRANSFERIDO DESDE LA DISOLUCIÓN ACUOSA AL AGUA DE ENFRIAMIENTO.....	69
4.7 PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE LOS FLUIDOS OBTENIDOS MEDIANTE CORRELACIONES.....	69
5. IMPLEMENTACIÓN, ESTRUCTURA DE LA PROGRAMACIÓN Y CASOS A ESTUDIAR.....	73
5.1 INTRODUCCIÓN.....	73
5.2 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN.....	73
5.3 IMPLEMENTACIÓN.....	74
5.4 EFICIENCIA ALGORITMO.....	80
5.5 DATOS DE ENTRADA.....	81
5.6 PRESENTACIÓN ESTUDIOS REALIZADOS.....	82
6. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	84



6.1 INTRODUCCIÓN.....	84
6.2 1^{er} ESTUDIO: Influencia de la longitud del Absorbedor.....	84
6.3 2^o ESTUDIO: Evolución diferentes propiedades a lo largo del Absorbedor para la Configuración Base.....	91
6.4 3^{er} ESTUDIO: Análisis de sensibilidad de diferentes parámetros.....	115
7. PRESUPUESTO.....	134
7.1 INTRODUCCIÓN.....	134
7.2 TAREAS.....	134
7.3 COSTES.....	135
7.3.1 PERSONAL.....	135
7.3.2 MATERIAL, LICENCIA Y COSTES INDIRECTOS.....	136
7.4 RESUMEN.....	136
7.5 COSTES TOTALES.....	136
8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	137
8.1 CONCLUSIONES.....	137
8.2 LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN FUTURAS.....	138
9. BIBLIOGRAFÍA.....	139
10. ANEXO.....	142
10.1 CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN.....	142



RESUMEN

En este proyecto se realiza una simulación matemática de un absorbedor de un sistema de refrigeración por absorción basado en tecnología de membranas, basada en los fundamentos teóricos que explican los procesos que gobiernan su funcionamiento, obteniéndose una predicción del comportamiento de dicho componente. Con el objetivo de estudiar un diseño compacto en el que, optimizándose la relación área de transferencia-volumen absorbedor, se alcancen capacidades que conviertan a estos sistemas en una alternativa real respecto a las máquinas de refrigeración por compresión. Para alcanzar dicho objetivo, el diseño del absorbedor se basa en la implementación de un sistema de microcanales empleando membranas hidrófobas microporosas.

Palabras clave: Sistema de refrigeración, absorción, microcanales, membranas, absorbedor, transferencia de masa, transferencia de calor.



ABSTRACT

In this project, a mathematical simulation of the absorber of an absorption chiller using membranes technologies is performed, based on the theoretical basements that explain the process that govern its performance, predicting the behaviour of this component. With the aim of studying a compact design in which, optimizing the transfer area-absorber volume ratio, cooling capacities could be reached that turn these systems in a real alternative respect to mechanical compression refrigeration machines. To reach these goals, the absorber design is based on the implementation of a microchannels system that employs hydrophobic microporous membranes.

Key Words: Refrigeration system, absorption, microchannels, membranes, absorber, mass transfer, heat transfer.

Índice de figuras

Figura 1.1. Evolución emisiones GEI en España.....	17
Figura 1.2. Consumo de energía primaria en España, por tipo de Energía.....	18
Figura 1.3. Secuencia y rendimientos energéticos, desde fuente primaria a generación de frío ciclo compresión mecánica.....	22
Figura 1.4. Secuencia y rendimientos energéticos, desde fuente primaria a generación de frío ciclo de absorción.....	22
Figura 1.5. Representación esquema Sistema de Refrigeración por Absorción alimentado por Energía Solar.....	24
Figura 2.1. Esquemas Ciclo Carnot Directo o ciclo de potencia <i>a)</i> y Ciclo de Carnot Inverso o ciclo de refrigeración <i>b)</i>	27
Figura 2.2. Esquema de un sistema de refrigeración de absorción.....	27
Figura 2.3. Detalle Generador.....	32
Figura 3.1. Configuración Absorbedor basado en tecnología de membranas.....	38
Figura 3.2. Absorbedor de película descendente configuración tubos verticales y tubos horizontales.....	39
Figura 3.3. Detalle cámara Atomización y esquema Absorbedor fase vapor continua y líquido discontinua.....	40
Figura 3.4. Detalle disposición serie de canales en paralelo de un Absorbedor de tipo inundado.....	41
Figura 3.5. Regímenes de flujo en columnas de burbujas.....	41
Figura 3.6. Configuración Absorbedor basado en canales confinados.....	42
Figura 3.7. Tabla comparativa diferentes estudios experimentales y numéricos y ratios de absorción obtenidos.....	44
Figura 4.1. Segmento diseño del Absorbedor, con detalle de los materiales, fluidos, configuración y sentido de los fluidos, involucrados en el diseño.....	55
Figura 4.2. Imágenes materiales y formatos de los materiales que se emplean como interfases entre los canales por los que circulan los diferentes fluidos.....	57
Figura 4.3. Detalle estructura lámina PTFE.....	58
Figura 4.4. Detalle estructura Acero Austenítico.....	59

Figura 4.5. Esquema y condiciones de un volumen de control discretizado de una celda del Absorbedor.....	60,67
Figura 4.6. Esquema volumen control discretizado para representar el proceso de transferencia de masa.....	61
Figura 4.7. Detalle investigación Kashiwagi.....	63
Figura 4.8. Detalle proceso de transferencia de masa.....	64
Figura 4.9. Detalle transferencia de calor y resistencias térmicas de la discretización de una celda del absorbedor.....	65
Figura 4.10. Entalpía de disolución del agua en disolución acuosa de LiBr.....	68
Figura 4.11. Detalle diferentes flujos de calor con origen en la disolución acuosa de LiBr y destino en el vapor de agua.....	68
Figura 5.1. Diagrama de Flujo de la programación.....	79
Figura 5.2. Evaluación Eficiencia Algoritmo.....	80
Figura 6.1. Evolución temperatura disolución acuosa, en función de la longitud del absorbedor.....	85
Figura 6.2. Evolución diferencial presiones del vapor de agua, en función de la longitud del absorbedor	86
Figura 6.3. Evolución flujo másico por unidad de superficie transferido, en función de la longitud del absorbedor.....	87
Figura 6.4. Evolución flujo másico disolución acuosa, en función de la longitud del absorbedor.	89
Figura 6.5. Flujo másico de vapor de agua absorbido en función de la longitud del Absorbedor...90	
Figura 6.6. Evolución temperatura disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	91
Figura 6.7. Evolución temperatura agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	92
Figura 6.8. Evolución temperatura agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	93
Figura 6.9. Comparativa evolución temperatura de los diferentes fluidos a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	94
Figura 6.10. Evolución flujo másico vapor absorbido por unidad de superficie a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	95
Figura 6.11. Evolución coeficiente transferencia global de masa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	96



Figura 6.12. Evolución presión parcial del vapor de agua en la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	97
Figura 6.13. Evolución presión del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	98
Figura 6.14. Evolución diferencial de presión del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	99
Figura 6.15. Evolución flujo másico del vapor de agua transferido a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	100
Figura 6.16. Evolución flujo másico disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	101
Figura 6.17. Evolución flujo másico vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	102
Figura 6.18. Evolución concentración en LiBr de la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	103
Figura 6.19. Evolución número de Reynolds de la Disolución Acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	104
Figura 6.20. Evolución número de Reynolds del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	105
Figura 6.21. Evolución número de Reynolds del agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	106
Figura 6.22. Evolución flujo de calor desde disolución acuosa hacia el vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	107
Figura 6.23. Evolución coeficiente convectivo disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	108
Figura 6.24. Evolución convectivo vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	109
Figura 6.25. Evolución coeficiente convectivo del agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	110
Figura 6.26. Evolución coeficiente transferencia global del calor desde disolución acuosa hacia el vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	111
Figura 6.27. Evolución coeficiente transferencia global del calor desde disolución acuosa hacia el agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.	112
Figura 6.28. Evolución flujo de calor desde disolución acuosa hacia el agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	113
Figura 6.29. Evolución flujo de calor absorbido por la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.....	114



Figura 6.30. Análisis Variabilidad Anchura Canal Disolución.....	115
Figura 6.31. Análisis Variabilidad Anchura Canal Vapor de Agua.....	116
Figura 6.32. Análisis Variabilidad Anchura Canal Agua de Enfriamiento.....	117
Figura 6.33. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Disolución.....	118
Figura 6.34. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Vapor de Agua.....	119
Figura 6.35. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Agua de Enfriamiento	120
Figura 6.36. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Disolución.....	121
Figura 6.37. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Vapor de Agua.....	122
Figura 6.38. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Agua de Enfriamiento.....	123
Figura 6.39. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Disolución.....	124
Figura 6.40. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Vapor de Agua.....	125
Figura 6.41. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Agua de Enfriamiento	126
Figura 6.42. Análisis Variabilidad Concentración en LiBr de la Disolución.....	127
Figura 6.43. Análisis Variabilidad Espesor Membrana PTFE.....	128
Figura 6.44. Análisis Variabilidad Porosidad Membrana PTFE.....	129
Figura 6.45. Análisis Variabilidad Diámetro Medio Poro Membrana PTFE.....	130
Figura 6.46. Análisis Variabilidad Espesor Lámina Metálica.....	131

Índice de tablas

Tabla 1.1. Comparativa características entre los ciclos de Compresión Mecánica y de Absorción..	23
Tabla 2.1 Características de los fluidos refrigerantes.....	35
Tabla 3.1. Propiedades Mecánicas y Térmicas de los materiales poliméricos empleados.....	49
Tabla 3.2. Características Membranas Kindinsulation.....	52
Tabla 3.3. Características Membranas Advantec MFS.....	53
Tabla 3.4. Características Membranas Merck-Milipore.....	54
Tabla 4.1. Valores dimensiones diferentes canales del absorbedor.....	56
Tabla 4.2. Características membrana PTFE.....	58
Tabla 4.3. Características lámina metálica acero A 304.....	59
Tabla 5.1. Parámetros de entrada constantes.....	74
Tabla 5.2. Parámetros de entrada variables.....	75
Tabla 5.3. Valores parámetros de entrada configuración base.....	81
Tabla 6.1. Casos y longitudes correspondientes, además de leyenda de las gráficas.....	84
Tabla 6.2. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.....	115
Tabla 6.3. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.....	116
Tabla 6.4. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.....	117
Tabla 6.5. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la profundidad del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.	118
Tabla 6.6. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la profundidad del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas..	119
Tabla 6.7 Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.....	120



Tabla 6.8. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.....	121
Tabla 6.9. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal de vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.....	122
Tabla 6.10. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.....	123
Tabla 6.11. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.....	124
Tabla 6.12. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas..	125
Tabla 6.13. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.....	126
Tabla 6.14. Casos, concentraciones, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la concentración del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.....	127
Tabla 6.15. Casos, longitudes, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del espesor de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.....	128
Tabla 6.16. Casos, tantos por ciento, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la porosidad de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.....	129
Tabla 6.17. Casos, longitudes, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del diámetro medio de poro de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.....	130
Tabla 7.1. Información sobre el número de horas empleadas en cada tarea que comprende el proyecto.....	134
Tabla 7.2. Descripción retribución por hora de cada uno de los trabajadores empleados en el proyecto.....	135
Tabla 7.3. Cálculo total de los gastos incurridos en personal a lo largo del proyecto.....	135
Tabla 7.4. Descripción y valor de los diferentes costes incurridos en el proyecto.....	136
Tabla 7.5. Presupuesto total del proyecto y desglose.....	136

Nomenclatura

COP Coeficiente de operación.

COP_e Coeficiente de operación eléctrico.

COP_r Coeficiente de operación eléctrico.

c_{pcw} Calor específico a presión constante, J kg⁻¹ K⁻¹.

d_h Diámetro hidráulico, m.

D_{h20-LiBr} Coeficiente de difusión del agua en disolución acuosa de LiBr, s m⁻¹.

dA Diferencial área discretizada, m².

d_{pm} Diámetro medio de poro, m.

dy Altura discretizada, m.

GWP Global Warming Potential (Potencial de Calentamiento Global).

h Coeficiente convectivo, W m⁻² K⁻¹.

I Entalpía, J kg⁻¹.

J flujo másico vapor por unidad de superficie, kg s⁻¹ m⁻².

K Coeficientes conductividad térmica, W m⁻¹ K⁻¹.

K_{ov} Coeficiente transferencia global de masa, s m⁻¹.

K_{int,s,v} Coeficiente transferencia de masa interfase vapor de agua-disolución, m s⁻¹.

K_m Coeficiente transferencia masa de la membrana, s m⁻¹.

\dot{m} Flujo másico, kg s⁻¹.

Nu_{dh} Número Nusselt en función del diámetro hidráulico.

ODP Ozone Depletion (Reducción del Ozono).

P_s Presión parcial vapor de agua en la disolución acuosa, Pa.

P_s* Presión de saturación del vapor de agua, Pa.

P_v Presión del vapor de agua, Pa.

Q Potencia térmica, W.

R Constante de los gases ideales, Pa m³ mol⁻¹ K⁻¹.

T Temperatura, °C.

TEWI Total equivalent warming impact.

U Coeficiente global de transferencia de calor, W m⁻² K⁻¹.



v_s velocidad de la disolución acuosa confinada, m s^{-1} .

W Potencia de trabajo, W.

X_{sol} Concentración en LiBr de la disolución acuosa

Subíndices

a Absorbedor.

abs Absorción.

b Bomba eléctrica.

c Condensador.

cc Ciclo Carnot directo.

cc Ciclo Carnot inverso.

cw Agua de enfriamiento.

dilution Disolución agua en disolución acuosa LiBr.

e Evaporador.

eb Transformación energética.

elec Generación termoeléctrica.

FC Foco caliente.

FF Foco frío.

g Generador.

m Membrana.

m1 Cara membrana en contacto con la disolución acuosa.

m2 Cara membrana en contacto con el vapor de agua.

ref Vapor de agua.

sol Disolución acuosa.

Letras Griegas

δ_{memb} Espesor membrana PTFE, m.

δ_{met} Espesor lámina metálica A 304, m.

η Rendimiento.

ρ Densidad, kg m^{-3} .

μ Viscosidad absoluta, $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

España como país adscrito al protocolo de Kioto y como miembro de la UE, tiene que acatar una serie de Directivas Europeas que limitan las emisiones de *Gases de Efecto Invernadero* (GEI) a la atmósfera de ciertos sectores industriales. Aceptando cumplir con un techo de emisiones. Tras dichos acuerdos, España se comprometió a no superar las emisiones anuales de GEI por encima del 15% con respecto al valor base. En la Figura 1.1, se refleja dicho valor base establecido como tope de emisiones.

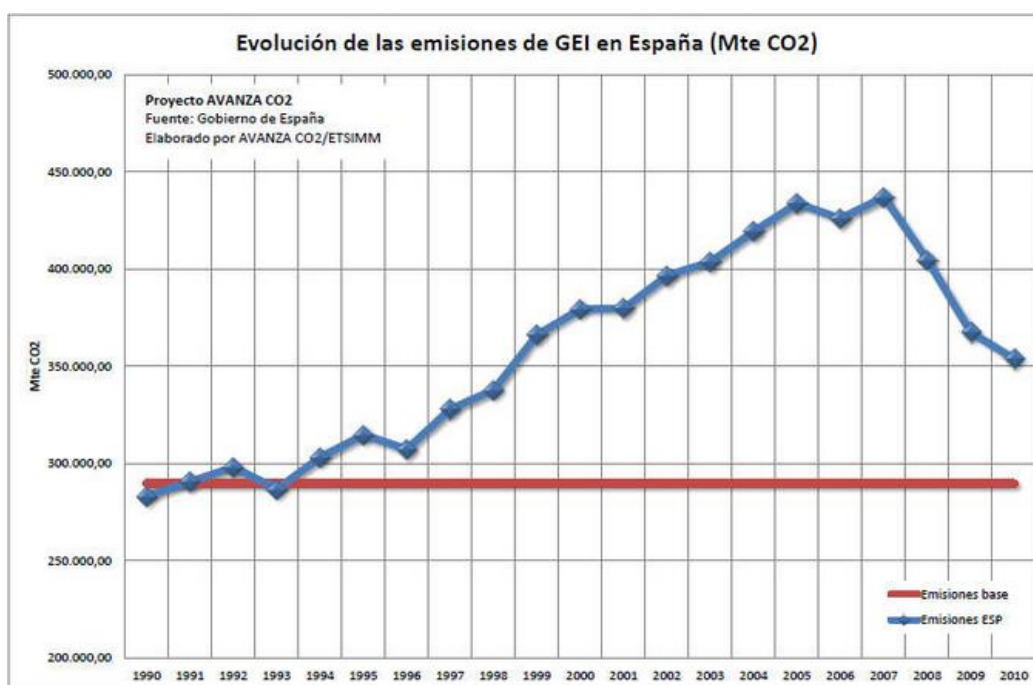


Figura 1.1. Evolución emisiones GEI en España. Fuente: PROYECTO AVANZA CO₂.

Es llamativo el incremento de GEI a partir de los años noventa ya que al final de esta década se superó en un 27% el límite de emisiones de GEI base comprometidas para dicho año.

Dicho crecimiento de emisiones de CO₂, tan solo se vio truncado en años siguientes de forma significativa y continua a partir del año 2008, con el descenso de las emisiones de más de un 10% anual.

La minimización de la demanda energética de edificios contribuye a la reducción de sus impactos medioambientales asociados, como el agotamiento de los recursos naturales fruto de una sobreexplotación de las materias primas, derivada de unos hábitos de consumo no sostenibles.

El agotamiento de las materias primas no renovables, tales como los combustibles fósiles, supone un impacto irreversible por lo que su sobreexplotación tiene efectos difícilmente recuperables desde el punto de vista del desarrollo sostenible.

Como vemos en la Figura 1.2, sobre consumo de energía primaria en España, el principal combustible consumido actualmente es el **petróleo** (48,79%, en 2009), mientras que otros combustibles fósiles como el carbón o gas natural también suponen un significativo porcentaje (7,93% y 23,83% respectivamente).

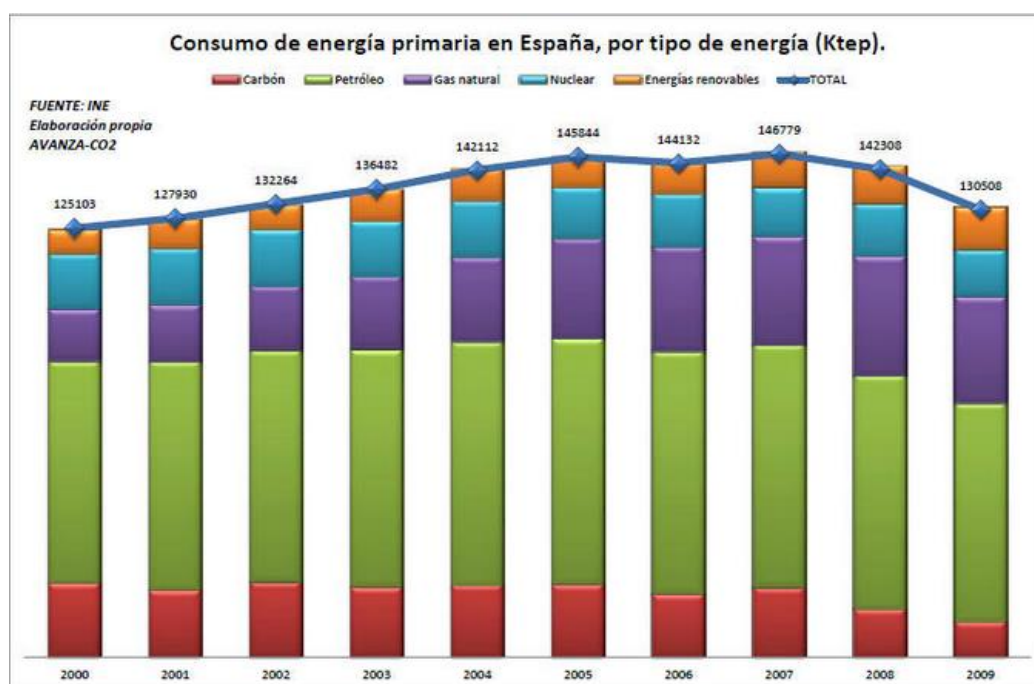


Figura 1.2. Consumo de energía primaria en España, por tipo de Energía. Fuente: PROYECTO AVANZA CO₂.

La dependencia de los combustibles fósiles es evidente, y esto lleva asociado otro problema:

El grado de **Autoabastecimiento Energético**, España importa energía (80% del total de la energía primaria) en un porcentaje muy superior a la media europea. Mientras que prácticamente el total del petróleo y gas natural es importado, el carbón alcanza un grado de autoabastecimiento del 34,38%. Sin embargo, la utilización de este combustible durante los últimos años ha descendido de forma significativa.

Debido a esta situación, en los últimos años se está potenciando el empleo de máquinas basadas en el ciclo de absorción, ya que pueden dar soluciones a ambas problemáticas:

Alcanzar una mayor **eficiencia energética** debido al empleo de calor residual procedente de otros procesos o de energías renovables, disminuyendo el consumo de combustibles fósiles.

Y una **reducción en la emisión de Gases de Efecto Invernadero** debido a la reutilización de dicha energía desaprovechada habitualmente y al empleo de fuentes de energías renovables.

En materia de eficiencia energética y alternativa al consumo de energías derivadas del petróleo, pueden emplear fuentes térmicas renovables, como energía solar a partir de colectores solares, o calores residuales, sin impacto negativo directo sobre el medio ambiente. Además, a esto se debe añadir que el empleo de fluidos naturales requiere un menor coste de producción y su impacto sobre el medio ambiente es mínimo.

En cuanto a la Emisión de Gases Invernadero, estas máquinas son capaces de trabajar con bajas temperaturas para la producción de frío lo que las convierte en unas candidatas perfectas para el uso de energía termo-solar, con un consumo eléctrico inferior a los sistemas de compresión mecánica.

1.2 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE FRÍO

1.2.1 Antecedentes Históricos.

La necesidad de refrigerar espacios o alimentos para su conservación de una manera eficiente, es un objetivo que el ser humano lleva intentando satisfacer desde épocas muy antiguas. Existen escritos chinos, que datan de épocas en torno al primer milenio A.C., que describen ceremonias religiosas para llenar en invierno y vaciar en verano sótanos de hielo. También está registrado el uso de hielo procedente de los Apeninos en la antigua civilización romana. Otros escritos antiguos describen cómo los egipcios, hindúes y otros pueblos, empleaban procedimientos para producir hielo artificialmente, mediante el vertido de agua en vasijas poco profundas de arcilla porosa u otro material similar y colocando dichas vasijas sobre gruesos lechos de paja durante la noche. Si las condiciones atmosféricas eran favorables: Frío, aire seco y una noche sin nubes. La pérdida de calor debida a la evaporación nocturna, originaba la formación de finas capas de hielo en la superficie. La paja actúa como aislante impidiendo la conducción del calor desde la tierra más caliente mientras que la forma de las vasijas, poco profundas y de una gran superficie, facilitaba la evaporación y la pérdida de calor por radiación.

Los primeros sistemas de producción de frío artificial modernos tienen su origen en el siglo XVIII, las primeras investigaciones relacionadas con la generación de **Frío por compresión**, datan de mediados del siglo XVIII, cuando de manera paralela los químicos británico y francés *William Cullen* y *Antoine Baumé*, investigaron las propiedades de los fluidos volátiles y dieron los primeros pasos para la producción de frío artificial. Tarea de investigación que continuaría un alumno de *Cullen*, *Joseph Black*, que desarrolló la teoría del calor latente de fusión y evaporación.

Pocos años después a dichos descubrimientos, en 1744, *Joseph Priestley* descubrió que tanto el amoníaco como el dióxido de carbono, poseen propiedades termodinámicas convenientes para ser usados en refrigeración.

Todos estos estudios relacionados con la producción de frío no saldrían del ámbito de la investigación, hasta que en 1866, *Edmond Carré*, hermano pequeño de *Ferdinand* que posteriormente inventaría la máquina de absorción, patentaría un sistema que tuvo cierta



difusión comercialmente. Finalmente el ingeniero americano *Jacob Perkins*, con diferentes patentes de máquinas de vapor y calderas, sería quien produjera el primer **Sistema de Compresión** usando vapor condensable. Este sistema, bajo una patente inglesa para la comercialización de máquinas para elaboración de hielo, sería un fracaso comercial.

En cuanto a los sistemas de **Refrigeración por absorción**, éstos se fundamentan en las investigaciones de *Priestley* sobre las propiedades termodinámicas y del conjunto de fluidos amoníaco-agua. A partir de dichas investigaciones *Ferdinand Philippe Edouard Carré* ideó una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a una propiedad de dichos fluidos que tuvo a bien en denominar como “*afinidad*”. Posteriormente dicho sistema sería conocido universalmente como **Sistema de Absorción**.

Ferdinand Carré patentó su nueva máquina en 1859 y en los años subsiguientes registró numerosas patentes relacionadas con máquinas de refrigeración. Las máquinas fabricadas con arreglo a estas patentes fueron de dos tipos: una pequeña de operación intermitente, y otra grande de operación continua. Ésta última finalmente sería comercializada en 1860 produciéndose en cinco modelos diferentes, con unas capacidades de producción de 12 a 100 kg de hielo por hora.

La máquina de *Carré* fue rápidamente exportada a otros países y en algunos de ellos, como Alemania, Gran Bretaña y Estados Unidos fue construida y perfeccionada, ejerciendo una clara hegemonía sobre las otras máquinas de refrigeración, durante un periodo que alcanza hasta 1875 aproximadamente, a pesar de que el diseño, cálculo y uso de esta máquina, eran más complejos que los sistemas de compresión mecánica.

Con la aparición de otros refrigerantes distintos a los éteres y más tarde de los motores eléctricos, el uso de la máquina de absorción se vería claramente mermado, debido al amplio desarrollo de los sistemas de refrigeración por compresión.

Desde ese momento hasta la actualidad se ha instaurado una hegemonía de los sistemas de compresión mecánica en los mercados. Dichos sistemas se encuentran en una mayor gama de potencias y tamaños, lo que los convierte en un duro competidor, otras características que han convertido a estos sistemas de refrigeración en los líderes del mercado, son su simplicidad en diseño, cálculo y mantenimiento.

No sería hasta la década de los setenta del pasado siglo, cuando las investigaciones sobre los ciclos de refrigeración por absorción experimentarían un repunte, producto de las primeras investigaciones sobre energías renovables y al interés por la eficiencia energética, la cogeneración y el aprovechamiento de los recursos energéticos, debido a las previsiones de agotamiento de los combustibles fósiles. De ahí que se estén comenzando a realizar investigaciones con el objetivo de desarrollar ciclos de refrigeración por absorción más compactos y con un registro más variado de capacidades, para que esta tecnología pueda ser implementada en todo tipo de espacios y procesos, desde hogares hasta maquinaria industrial, pasando por dispositivos de cualquier tipo. Y de esta manera desbancar a los ciclos de compresión mecánica que actualmente dominan todos los sectores del mercado de la climatización y refrigeración.

El factor principal y más atractivo de los ciclos de absorción en detrimento de los más “tradicionales” ciclos de compresión mecánica, es el consumo eléctrico de unos respecto a otros y los fluidos que emplean, respetuosos con el medio ambiente.

Estas diferencias se ven reflejadas en el **COP (coeficiente de operación)**, es decir, en las eficiencias de cada ciclo, como se describe en el siguiente apartado.

1.2.2 Comparación y análisis de las eficiencias de los ciclos compresión mecánica y ciclos absorción

En las máquinas de compresión mecánica el COP se calcula como el cociente entre la energía absorbida por el evaporador y el trabajo entregado al refrigerante por el compresor, es decir, la energía obtenida por el sistema dividida entre la energía aportada a éste:

$$\text{COP}_{\text{elec}} = \frac{Q_0}{W} \quad (1.1)$$

Mientras que en los ciclos de absorción, el compresor eléctrico es sustituido por un “Compresor Térmico”, compuesto entre otros componentes, por el **Absorbedor** y el **Generador** y cuya energía de entrada ya no es trabajo, si no el calor que se le aporta al Generador:

$$\text{COP} = \frac{Q_0}{Q_G} \quad (1.2)$$

Estos ciclos necesitan una temperatura de funcionamiento superior a los 80 °C para que su rendimiento no sea demasiado bajo, con lo que el calor necesario en el Generador podría ser calor residual procedente de otro proceso o puede ser producido mediante un sistema de bajo coste como, por ejemplo, una caldera de biomasa o incluso por un sistema de captación solar.

Si bien es cierto que las máquinas de compresión mecánica tienen un COP real en torno a 2,5. Las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP de aproximadamente 0,7 y las máquinas de doble efecto pueden llegar a 1,1-1,2. Pero hemos de tener en cuenta que el COP obtenido mediante compresión evalúa la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en sí. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al Generador, que sí es una energía primaria evaluable. Evaluando los dos sistemas de producción de frío hay que considerar que para compresión mecánica hay que analizar el proceso desde que se genera la electricidad hasta que se obtiene el frío.

Si con carácter orientativo comparamos ambos sistemas considerando como energía primaria la misma cantidad de biomasa y, para el caso de absorción, la hipótesis de utilización de una máquina de doble efecto, obtenemos los siguientes resultados:

Evaluación Consumo Energético Ciclo Compresión Mecánica

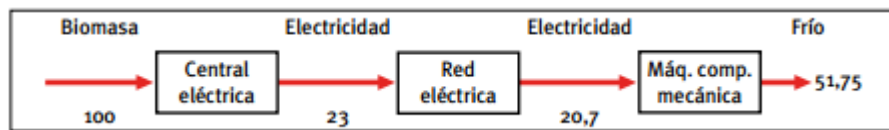


Figura 1.3. Secuencia y rendimientos energéticos, desde fuente primaria a generación de frío ciclo compresión mecánica. Fuente: IDAE, Informe sobre Climatización y Biomasa.

Como se observa en la Figura 1.3, hay que realizar varias transformaciones para producir frío. El consumo eléctrico de las máquinas de compresión mecánica es elevado, lo que supone un coste económico a tener en cuenta.

Los rendimientos de las transformaciones sufridas desde que la biomasa entra en la central eléctrica hasta que se obtiene el frío son:

- **Central eléctrica ciclo Rankine:** se considera rendimiento eléctrico del 23%.
- **Red eléctrica:** se estiman unas pérdidas del 10%.
- **Máquina de compresión mecánica:** COP estimado 2,5.

Evaluación Consumo Energético Ciclo Absorción

Realizando el mismo esquema (Figura 1.4) para el proceso de absorción, el número de transformaciones es el mismo (de biomasa a calor y de calor a frío) pero el proceso es muy diferente. La energía proviene de la biomasa y en la caldera se pueden obtener rendimientos muy elevados (85-90%). Del calor de la caldera se alimenta la máquina de absorción obteniendo frío.

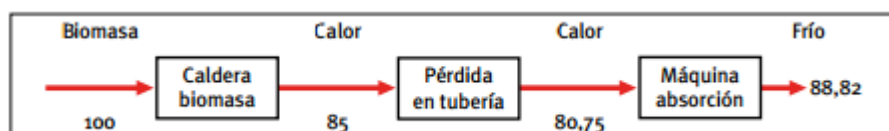


Figura 1.4. Secuencia y rendimientos energéticos, desde fuente primaria a generación de frío ciclo de absorción. Fuente: IDAE, Informe sobre Climatización y Biomasa.

Los rendimientos considerados son:

- **Caldera de biomasa:** eficiencia del 85-90 %.
- **Red de tuberías:** pérdidas del 5%.
- **Máquina de absorción doble efecto:** COP = 1,1.

Por tanto, la producción de frío a partir de biomasa mediante la utilización de máquinas de absorción es mayor que produciendo la energía eléctrica previamente en una central alimentada exclusivamente con este combustible y utilizándola en un compresor eléctrico. El uso de calderas de biomasa a nivel residencial no está muy extendido actualmente, por lo que este estudio sirve como una referencia de algunos casos en los que la eficiencia energética de los ciclos por

absorción es mayor a la de los ciclos por compresión mecánica, siendo en general sus eficiencias de valores aproximadas para otro tipo de fuentes de energía.

El único consumo eléctrico que se hace en el ciclo de absorción, sirve para impulsar a través de una bomba, una disolución acuosa desde el Absorbedor al Generador, este consumo es mucho menor comparado con el consumido por el ciclo de compresión mecánica. Además de dicha energía consumida, los ciclos por absorción sólo requieren energía térmica procedente de: La combustión de biomasa, de placas solares o de calores residuales de proceso que de otra manera serían desperdiciados.

Otro factor importante que decanta la balanza en favor del ciclo de absorción, es el impacto ambiental de ambos procesos. Actualmente la producción de energía eléctrica lleva asociado un proceso en el que se liberan contaminantes y gases de efecto invernadero a la atmósfera, ya que utilizan combustibles fósiles como materia prima. Los calores necesarios para las máquinas de absorción pueden proceder de energías renovables, con lo que las emisiones de CO₂ son nulas o pueden ser alimentadas por calores residuales procedentes de diversos procesos, que serían desaprovechados.

Otro aspecto ambiental a tener en cuenta es el uso de refrigerantes perjudiciales para la capa de ozono en las máquinas de compresión mecánica, aunque se están sustituyendo por otros ecológicos. Mientras que en los ciclos de absorción se emplean agentes frigorígenos mucho más respetuosos con el medio ambiente y con menor impacto sobre él.

Por lo que en conclusión la comparativa entre ambos ciclos queda sintetizada en la Tabla 1.1:

Tabla 1.1. Comparativa características entre los ciclos de Compresión Mecánica y de Absorción.

	Compresión Mecánica	Absorción
Rendimiento (COP)	Mayor	Menor
Mantenimiento	Menor	Mayor
Energía Consumida	Eléctrica	Varios
Coste Energía Consumida	Mayor	Menor
Consumo Eléctrico	Mayor	Menor
Impacto Ambiental	Mayor	Menor
Inversión Inicial	Menor	Mayor
Espacio Ocupado	Menor	Mayor

En consecuencia a los puntos anteriormente expuestos, queda claro que con el objetivo de desarrollar sistemas de producción de frío más sostenibles y respetuosos con el medio ambiente, los principales desafíos de las investigaciones actuales pasan por desarrollar sistemas de refrigeración por absorción con las siguientes características:

- ✓ Sistemas de refrigeración compactos, para su implantación en diversas aplicaciones.
- ✓ Sistemas eficientes energéticamente y de bajo coste.
- ✓ Sistemas de fácil instalación y mantenimiento.
- ✓ Sistemas respetuosos con el medio ambiente.

1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

La máquina de absorción consiste en una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción, éstas se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión ya que el efecto de refrigeración lo consiguen por evaporación de un líquido a baja presión. La diferencia de estas tecnologías de producción de frío es el uso de lo que llamaremos “*Compresor Térmico*” en sustitución del clásico compresor mecánico, como se observa en la Figura 1.5.

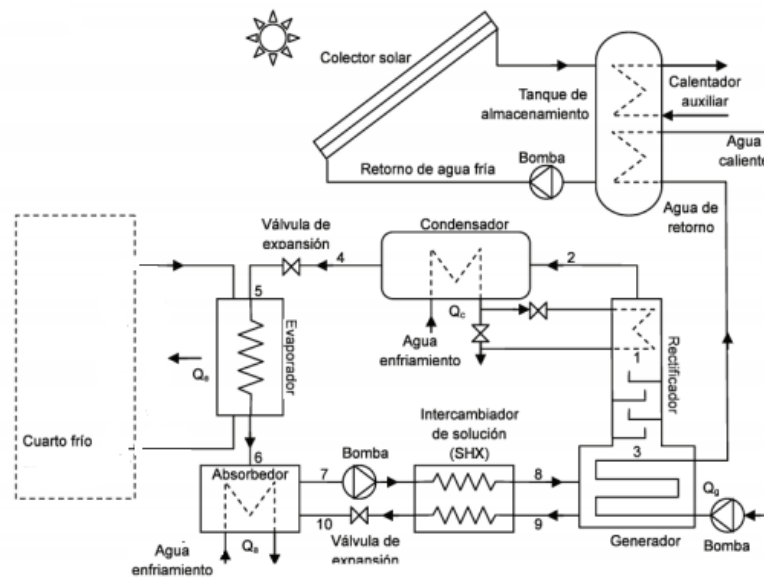


Figura 1.5. Representación esquema Sistema de Refrigeración por Absorción alimentado por Energía Solar. Fuente: César A. Saiza et al. Análisis Termodinámico de un Sistema de Absorción Usando Soluciones de Menometilamina – Agua para la Conservación de Alimentos.

Los ciclos de absorción se basan en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.

A partir de este principio, es posible concebir una máquina en la que se produce una evaporación con la consiguiente absorción de calor que permite el enfriamiento de un fluido secundario en el intercambiador de calor que actúa como Evaporador, para acto seguido, recuperar el vapor producido disolviéndolo en una disolución salina.

El refrigerante, agua o amoníaco, se evapora en el Evaporador absorbiendo el calor de cambio de estado del fluido que circula por el interior de este intercambiador. Los vapores producidos se absorben por el absorbente, agua o solución de bromuro de litio, en un proceso de disolución térmico que requiere de refrigeración externa para que la solución se mantenga entre unos límites de temperaturas correctos y no aumente la presión en la cámara en la que se produce la absorción y que se denomina Absorbedor.

En este circuito de refrigeración externa se utilizan normalmente torres de refrigeración de agua de tipo abierto o cerrado. El agua enfriada en la torre se hace circular primero a través del condensador para producir el fenómeno de condensación del agente refrigerante que a continuación describiremos, para después circular por el interior del haz tubular de otro intercambiador que se encuentra situado en el interior de la cámara del Absorbedor y sobre el que se hace fluir el absorbente para que, mediante la cesión del calor adquirido en el proceso de absorción del refrigerante, el proceso de absorción no se vea perjudicado.



La masa de absorbente conteniendo el refrigerante absorbido se transporta, mediante bombeo, hasta otro intercambiador de calor cuya función es separar el refrigerante del absorbente. Este intercambiador de calor se denomina Concentrador o Generador. Por su interior se hace circular el fluido caliente, normalmente agua o vapor de agua, que constituye la fuente principal de energía para el funcionamiento del ciclo de absorción.

En el Generador se produce la ebullición del refrigerante, que se separa del absorbente y que como consecuencia aumenta su concentración, en el caso de la solución salina, o su pureza cuando se trata de agua, para que pueda ser utilizado de nuevo en el proceso de absorción.

El flujo de absorbente vuelve al Absorbedor siguiendo un camino más o menos diferente según cada tipo de máquina, mientras que el flujo de vapores del refrigerante separado en el Concentrador pasa, por simple diferencia de presión, a otro intercambiador de calor por el interior de cuyo haz tubular circula agua procedente también de la torre de refrigeración, y que se denomina Condensador (porque alrededor de su haz tubular se produce la condensación de los vapores del agente refrigerante para volver al estado líquido). El líquido obtenido en el Condensador se canaliza hacia la cámara del Evaporador, por gravedad y por diferencia de presión, ya que esta se encuentra a una presión inferior a la de la cámara del Condensador. Cuando el líquido llega a la cámara del Evaporador en la que la presión se mantiene sensiblemente más baja, que la presión de saturación que correspondería en el equilibrio a la temperatura a la que se encuentra el agente refrigerante en estado líquido, se produce un desequilibrio entre las presiones y temperaturas de saturación y las reales a las que el refrigerante se encuentra, originando la evaporación parcial del líquido. De esta forma, el líquido frío está en condiciones de tomar calor del fluido que circula por el interior del Evaporador, hasta evaporarse, cerrando así su ciclo.



1.4 OBJETIVO

El principal objetivo de este proyecto es la modelización y simulación de un Absorbedor compacto basado en un sistema de canales confinados, con el principal desafío de obtener eficiencias energéticas óptimas desarrollando diseños con un ratio $\frac{\text{Área Transferencia}}{\text{Volumen Absorbedor}}$ mínimo.

Mediante una investigación sobre los procesos que gobiernan el funcionamiento de dicho componente, estudio de las alternativas de diseño, elección de las configuraciones más adecuadas y de los materiales más apropiados para llevar a cabo dicho diseño, se llega a la conclusión de evaluar un Absorbedor basado en un sistema de celdas compuestas por microcanales estrechos por los que circularán confinados los distintos fluidos, cuyas interfases estarán compuestas por materiales que favorezcan el objetivo global de esta investigación. Obtener una capacidad de absorción óptima en un diseño compacto. La investigación se desarrolla en torno a un diseño basado en la tecnología de membranas, para favorecer los procesos de transferencia que se suceden en el seno del Absorbedor. Además de la simulación del comportamiento del Absorbedor basado en el citado diseño, se realizará un estudio de variabilidad sobre diferentes parámetros de interés que afectan al funcionamiento, rendimientos y capacidades de dicho diseño.

La simulación y posterior análisis y evaluación de los resultados registrados durante el funcionamiento del Absorbedor diseñado, junto al estudio de variabilidad de los diferentes parámetros que se ven involucrados en el funcionamiento de éste, se realiza a través del programa de cálculo MATLAB®.

Paralelamente a esta investigación realizaremos otra cuyo objetivo es encontrar los materiales más favorables y que mejor se adaptan a los requisitos de este sistema de membranas que compondrá el Absorbedor y recopilaremos los distintos distribuidores que ofrecen estos materiales actualmente en el mercado. Todos estos esfuerzos están encaminados a realizar una aportación a la investigación en este novedoso campo con el objetivo de que dicha simulación sirva como referencia a futuras investigaciones. El contenido de este proyecto está relacionado con actividades que actualmente desarrolla el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos en el proyecto de investigación ENE2013-43131-R, titulado “Máquinas de refrigeración por absorción miniaturizado de alta eficiencia utilizando tecnología de membranas (ABMIN)”.

CAPÍTULO 2. AVANCES TECNOLÓGICOS

2.1 CICLOS DE REFRIGERACIÓN: CICLO DE CARNOT

El ciclo de Carnot consiste en un ciclo ideal y reversible, en el cuál un fluido pasa por diferentes etapas con el objeto de transformar calor de una fuente de calor a alta temperatura en trabajo, cediendo el calor sobrante a una fuente a menor temperatura. Tal y como dice el enunciado de Kelvin-Planck del segundo principio de la termodinámica:

"Es imposible construir una máquina que, operando cíclicamente, produzca como único efecto la extracción de calor de un foco y la realización equivalente de trabajo"

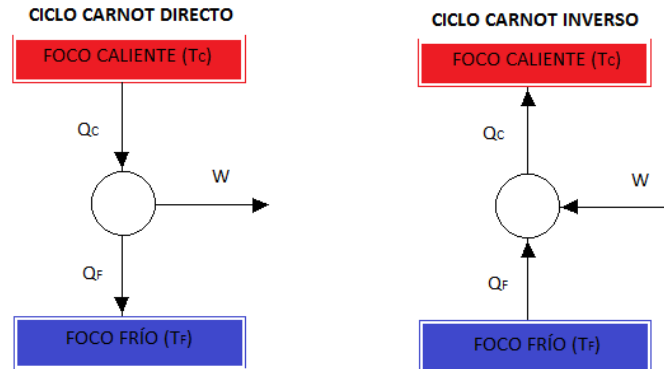


Figura 2.1. Esquemas Ciclo Carnot Directo o ciclo de potencia a) y Ciclo de Carnot Inverso o ciclo de refrigeración b).

De lo que se aduce que dicho ciclo Figura 2.1.a), es ideal y por lo tanto no real, convirtiendo a esta máquina en aquella que registra mayores rendimientos.

$$\eta_{CC} = \frac{W}{Q_{FC}} \quad (2.1)$$

Realizando un balance de energía en el ciclo de Carnot, Figura 2.1.a), la expresión del rendimiento puede reducirse a:

$$W = Q_{FC} - Q_{FF} \quad (2.2) \quad \eta_{CC} = \frac{Q_{FC} - Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{Q_{FF}}{Q_{FC}} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (2.3)$$

El ciclo de Carnot si extrae calor de un foco caliente (Figura 2.1.a)), se denomina bomba de calor, pero si por el contrario el objetivo de esta máquina es extraer calor de la fuente fría, se denomina máquina frigorífica (Figura 2.1.b). Dado que es un ciclo reversible, el ciclo de Carnot Inverso sirve para refrigerar y absorber calor del foco frío gracias al trabajo aportado a este ciclo. En el caso del ciclo Inverso de Carnot, no definimos un rendimiento, sino un coeficiente de operación o de eficiencia energética de refrigeración, conocido como COP:

$$\text{COP}_r = \frac{Q_{FF}}{W} \quad (2.4)$$

Realizando un balance de energía en este ciclo, Figura 2.1.b), podemos transformar la expresión del rendimiento en:

$$W = Q_{FC} - Q_{FF} \quad (2.5) \quad \eta_{CI} = \frac{Q_{FF}}{Q_{FC} - Q_{FF}} \quad (2.6)$$

2.2 CICLO DE ABSORCIÓN: COMPONENTES Y BALANCES

Las máquinas de absorción están compuestas principalmente por cuatro componentes: Evaporador, Absorbedor, Generador y Condensador. Además de las válvulas y bombas, que se encargan de transportar a los fluidos a lo largo del circuito de refrigeración, como se muestra en la Figura 2.2.

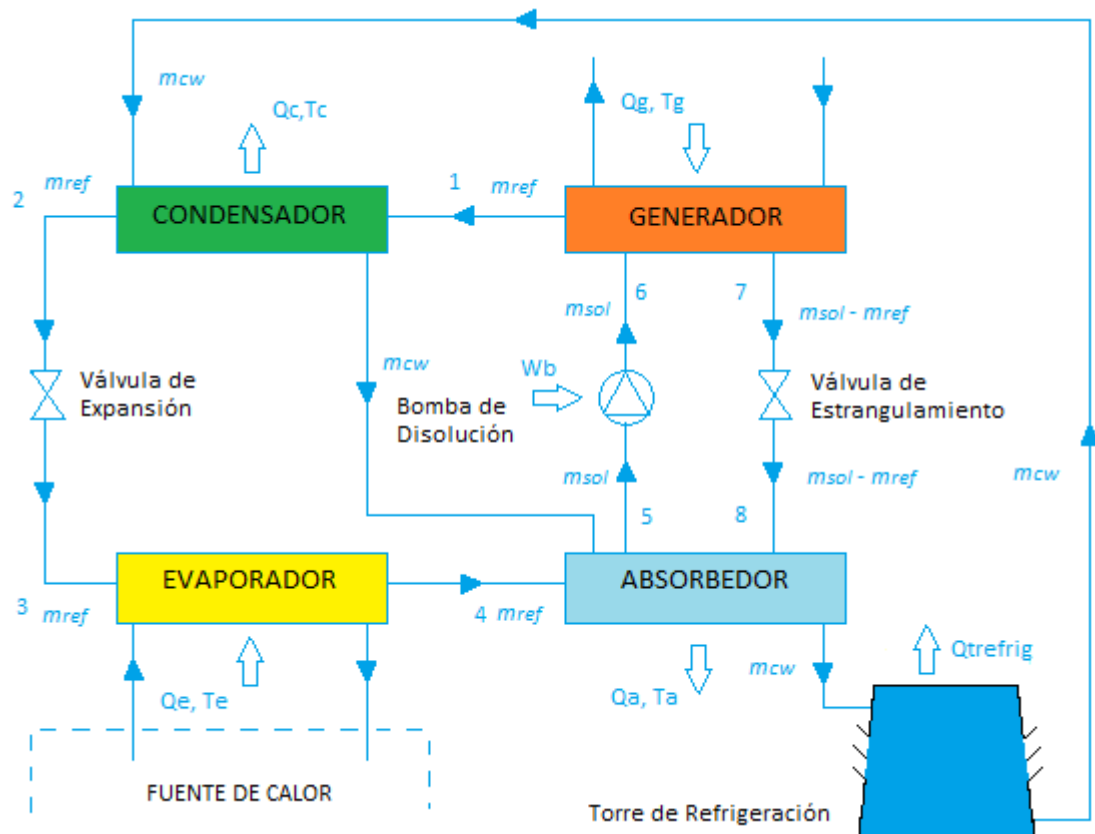


Figura 2.2. Esquema de un sistema de refrigeración de absorción

2.2.1 Evaporador

Es el componente de más fácil acceso del sistema de refrigeración, es un intercambiador que opera como interfase entre el ambiente a refrigerar y el sistema de refrigeración. El fluido refrigerante en estado líquido procedente del condensador, es controlado por una válvula de expansión, la cual genera una pronunciada caída de presión en la entrada del evaporador, debido a las propiedades termodinámicas de los gases, esta caída se traduce en un descenso pronunciado de la temperatura. De esta manera el evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar, el cual se encuentra a una temperatura mayor a la del refrigerante, transformándolo en calor latente mediante el cambio de estado de agregación del refrigerante de estado líquido a gaseoso. Posteriormente este calor latente será disipado en otro intercambiador en el circuito de refrigeración.

Algunos problemas a controlar para que el evaporador funcione correctamente es evitar la acumulación de hielo y suciedad en éste, que pueden actuar como aislantes térmicos, provocando

que se absorba una cantidad insuficiente de calor, que perjudica al funcionamiento global del sistema de refrigeración.

Se puede definir mediante el **Balance de Energía** en el Evaporador, suponiendo que no hay pérdidas al exterior, la carga térmica refrigerada por el sistema de refrigeración:

$$Q_e = \dot{m}_{ref} \cdot (i_4 - i_3) \quad (2.7)$$

2.2.2 Condensador

El Condensador es también un intercambiador de calor cuya misión principal es la de disipar el calor latente del fluido refrigerante en estado gaseoso procedente del Generador, mediante un fluido de intercambio (aire o agua), al exterior del sistema de refrigeración.

El refrigerante en estado gaseoso que se encuentra a alta temperatura y presión, entra en el condensador por cuyo interior circula agua, procedente de la torre de refrigeración, que se encuentra a una menor temperatura que el refrigerante para que, de esta manera se vea favorecido el fenómeno de cambio de fase por transferencia de calor, pasando el total del fluido de estado gaseoso a líquido al final del intercambiador.

Es necesario realizar una buena aproximación de la carga térmica a refrigerar para no obtener un condensador sobredimensionado o demasiado pequeño, que no disipe el calor deseado.

Se puede definir mediante el **Balance de Energía** en el condensador como sigue, la potencia térmica cedida al agua de refrigeración que circula por el interior de este.

$$Q_c = \dot{m}_{ref} \cdot (i_1 - i_2) \quad (2.8)$$

2.2.3 Válvula de expansión

Dispositivo cuya función en el sistema de refrigeración consiste en controlar el flujo de refrigerante en estado líquido que entra al Evaporador. El refrigerante procedente del Condensador, se encuentra a alta presión, fluye a través de este dispositivo, convirtiéndose al final de su paso por él en una mezcla líquido-vapor a baja presión.

Dado que la válvula de expansión regula la cantidad de refrigerante hacia el Evaporador, su selección es de particular importancia para la correcta operación del sistema de refrigeración. Se supone un **sistema isoentálpico**.

$$i_2 = i_3 \quad (2.9)$$

2.2.4 Válvula de estrangulamiento

Dispositivo que al igual que la válvula de expansión sirve para regular el caudal de flujo, en este caso el de la disolución acuosa rica en LiBr desde la zona de alta presión, procedente del Generador, con destino hacia la zona de baja presión en el Absorbedor. En dónde mediante absorción del refrigerante, se empobrecerá y será enviada mediante una bomba, que vence el diferencial de presión existente hasta el Generador de nuevo, donde se separará el refrigerante

de la disolución, cerrando el ciclo del refrigerante. Al tratarse de un **proceso isoentálpico** de nuevo:

$$i_7 = i_8 \quad (2.10)$$

2.2.5 Bomba de disolución

La función de la bomba de disolución es hacer circular la disolución desde el Absorbedor hasta el Generador, venciendo el diferencial de presión entre ambas zonas de presión del sistema de refrigeración, dado que no manejamos grandes flujos del fluido a transportar, el consumo eléctrico de este dispositivo y por ende del componente global, es mínimo. Se puede definir el **Balance Energético** que gobierna este dispositivo como:

$$W_b = \dot{m}_{sol} \cdot (i_6 - i_5) \quad (2.11)$$

2.2.6 Generador

En este dispositivo se produce la separación por diferencia de punto de ebullición del refrigerante (Agua Destilada), del absorbente (Disolución Acuosa Br-Li), obteniendo por un lado una disolución más concentrada en Bromuro de Litio, denominada “rica” y que se recircula hacia el Absorbedor, mediante la Válvula de Estrangulamiento y por otro el vapor de agua que mediante diferencia de presión será conducido hacia el condensador. El motor de la separación del refrigerante del absorbente, es un aporte de energía térmica, cuyas fuentes pueden ser de distintos tipos (calor residual procedente de otro proceso, energía solar térmica, calderas alimentadas con combustibles fósiles....), lo que hace de estos ciclos más eficientes y sostenibles, que otros sistemas alternativos de refrigeración, ya que sus rendimientos aunque previsiblemente menores están calculados en base a la fuente de Energía primaria, como ya se explicó en el anterior capítulo.

Debido a las los diferentes fluidos que entran y salen del Generador, se puede calcular mediante el siguiente **Balance de Energía**, el aporte de energía térmico necesario para que se produzca la separación de los componentes de la disolución acuosa:

$$Q_g + \dot{m}_{sol} \cdot i_6 - \dot{m}_{ref} \cdot i_1 - (\dot{m}_{sol} - \dot{m}_{ref}) \cdot i_7 = 0$$

$$Q_g = \dot{m}_{sol} \cdot (i_7 - i_6) + \dot{m}_{ref} \cdot (i_1 - i_7) \quad (2.12)$$

2.2.7 Absorbedor

En este componente del Ciclo de Absorción, se produce la absorción del refrigerante evaporado, por el absorbente (disolución acuosa Li-Br), gracias a las propiedades de éste último (“*afinidad*”). De esta manera podremos transportar el refrigerante y cerrar el ciclo de refrigeración de una manera más eficiente que en otros ciclos.

Con la absorción del refrigerante en estado gaseoso, se produce una disipación de calor, con el objetivo de mantener los rendimientos operacionales del sistema entre unos límites, hacemos pasar por el haz del intercambiador un flujo de agua de enfriamiento que previamente ha servido como fluido secundario en el Condensador, por lo que ha aumentado su temperatura por la absorción de dicho calor, respecto a la temperatura inicial que poseía a la salida de la torre de refrigeración.

Mediante esta absorción de refrigerante obtenemos una disolución acuosa menos concentrada, más “pobre”, que la que llega desde el Generador. Finalmente bombeamos esta disolución hacia el Generador, venciendo el diferencial de presión entre ambas áreas del sistema de refrigeración. El **Balance de Energía** en este componente indica el calor que se cede al exterior producto del proceso de absorción y que debe de ser disipado en gran medida por el agua de refrigeración procedente del condensador y queda de esta manera:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ref} \cdot i_4 + (\dot{m}_{sol} - \dot{m}_{ref}) \cdot i_8 - \dot{m}_{sol} \cdot i_5 - Q_a &= 0 \\ Q_a &= \dot{m}_{sol} \cdot (i_8 - i_5) + \dot{m}_{ref} \cdot (i_4 - i_8) \quad (2.13)\end{aligned}$$

2.2.8 Torre de refrigeración

El cometido de este equipo en el sistema de refrigeración consiste en disipar al ambiente el calor absorbido por el agua de refrigeración a lo largo de su circulación a través del sistema de refrigeración. Existen múltiples tecnologías adaptadas a las diferentes capacidades y condiciones de los sistemas de refrigeración, pero pueden emplearse torres de tiro natural secas, para satisfacer las necesidades de refrigeración del fluido y mantenerlo a las temperaturas de funcionamiento del sistema, las cuales calcularemos a través del siguiente **Balance Energético** será:

$$Q_{torre} = \dot{m}_{cw} \cdot c_{pcw} \cdot (T_{cw,out,a} - T_{cw,in,c}) \quad (2.14)$$

2.2.9 COP

El COP de la máquina de absorción se define como el cociente entre el calor suministrado al evaporador (Q_e) y el calor suministrado al generador (Q_g) más la energía eléctrica suministrada para accionar la bomba de disolución (W_b):

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad (2.15)$$

Pero esta expresión no es la más precisa, ya que tendremos una pérdida de energía en la transformación de energía eléctrica en mecánica, teniendo en cuenta un rendimiento de transformación energética:

$$\eta_{eb} = \frac{W_b}{W_{eb}} \quad (2.16)$$

Y todavía no habríamos tenido en cuenta el rendimiento de la generación termoelectrica del sistema eléctrico:

$$\eta_{elec} = \frac{W_{eb}}{W_{elec}} \quad (2.17)$$

Por lo que una expresión más precisa y que tiene más términos en cuenta de la generación y transformación de la energía eléctrica, sin incluir el origen de la fuente primaria que genera electricidad, ya que dependiendo de ésta y de la manera de obtenerla tendríamos que emplear diferentes rendimientos, la expresión del COP más precisa, puede definirse de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_e} \quad (2.18)$$

O lo que es lo mismo despejando los diferentes términos:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + \eta_{eb} \cdot \eta_e \cdot W_b} \quad (2.19)$$

2.2.10 Balance de masa

Mediante balances de masa tanto en el Generador como en el Absorbedor, de la sal (LiBr) o del agua destilada, podemos obtener relaciones de flujos másicos en función de las concentraciones en Absorbedor ($\chi_{sol,a}$) y Generador ($\chi_{sol,g}$).

Mediante un sencillo Balance de masa parcial, aplicado a la sal (Br-Li), en el Generador, se calcula esta relación entre flujos másicos y concentraciones:

$$\dot{m}_{sol} \cdot \chi_{sol,a} = (\dot{m}_{sol} - \dot{m}_{ref}) \cdot \chi_{sol,g} ;$$

$$\frac{\dot{m}_{ref}}{\dot{m}_{sol}} = \frac{\chi_{sol,a} - \chi_{sol,g}}{\chi_{sol,g}} \quad (2.20)$$

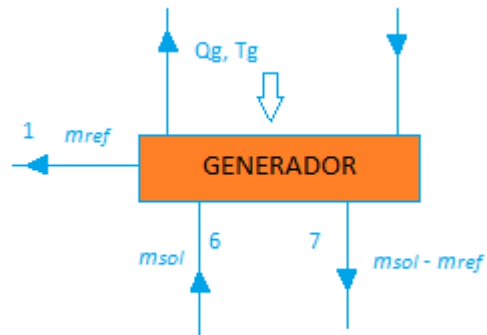


Figura 2.3. Detalle Generador

2.3 FLUIDOS DE TRABAJO

El óptimo funcionamiento de los sistemas de refrigeración por absorción depende de manera muy estrecha de las propiedades termodinámicas y químicas de los fluidos de trabajo, contrariamente a lo que se sugiere del análisis del ciclo ideal de Carnot inverso, cuyo rendimiento depende exclusivamente de las temperaturas de las fuentes de calor. Uno de los principales requisitos de la pareja refrigerante absorbente es que en fase líquida tengan un margen de miscibilidad en el rango de temperaturas del ciclo.

Además la mezcla debe ser estable químicamente, no tóxica, no explosiva. Junto a los anteriores requisitos, cada fluido de la combinación refrigerante-absorbente debe reunir las siguientes características:

Refrigerante:

- ✓ Su presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja, a altas temperaturas, para impedir un grosor elevado en los equipos de trabajo en esta zona. Por el contrario a bajas temperaturas, deberá poseer una presión relativamente alta para favorecer la detección de fugas y evitar la entrada de humedad al sistema.
- ✓ Calor latente de vaporización alto, permite reducir el caudal másico de refrigerante.
- ✓ Su temperatura de congelación será significativamente menor que la mínima registrada durante el funcionamiento del ciclo.
- ✓ Conductividad térmica lo mayor posible, para favorecer los procesos de transferencia.
- ✓ Estabilidad térmica.

Absorbente:

- ✓ La presión de vapor deberá ser lo más baja posible a la temperatura de Generador, con el fin de evitar la rectificación, lo que va a requerir en estas sustancias un alto punto normal de ebullición.
- ✓ Estables químicamente y no corrosivos.
- ✓ En funcionamiento continuo, debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- ✓ Mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- ✓ Bajo punto de congelación.

De las diferentes parejas **Refrigerante-Absorbente** a emplear en un ciclo de refrigeración por absorción (existe una amplia variedad de parejas empleadas en diferentes investigaciones), principalmente existen dos tipos de mezclas que se comercialicen y distribuyan ampliamente:

- **Ciclos $\text{H}_2\text{O-LiBr}$:** El refrigerante utilizado es R-718 (Agua destilada, mientras que se usa una disolución de Bromuro de Litio).
- **Ciclos $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$:** El refrigerante empleado es R-717 (Amoníaco), mientras que se usa agua destilada como absorbente.

2.3.1 Pareja $\text{H}_2\text{O-LiBr}$

Es un par de absorción que ha sido ampliamente utilizado desde 1950. El **Agua Destilada (R-718)**, es el líquido orgánico que se encuentra en la naturaleza en mayor proporción, por lo que su accesibilidad es uno de sus principales ventajas. Además tiene unas cualidades térmicas inmejorables, es el líquido con el mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza.

Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante, también es importante a la hora de diseñar sistemas de refrigeración compactos.

La principal característica térmica que hace de este refrigerante natural, la mejor elección es su alto coeficiente de conductividad térmica $0.55 \frac{W}{mK}$.

Uno de sus principales inconvenientes consiste en que la temperatura mínima de evaporación debe ser superior a 0°C (*Punto de Fusión del Agua*). Por esta razón los ciclos de absorción que operan con la pareja H_2O -LiBr trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0°C , concretamente entre 4 y 10°C .

Por ello su uso se restringe a rangos de temperaturas positivas, estas máquinas se suelen utilizar para enfriar agua destinada a sistemas de aire acondicionado en grandes edificios dando valores del COP entre $0,7$ y $1,33$. Las potencias comerciales varían entre $4,5$ kW y 11 MW. La presión de vapor absoluta a estas temperaturas está comprendida entre 400 y 900 Pa, el volumen específico en el evaporador es muy grande, del orden del $200 \frac{m^3}{kg}$.

Por el contrario el condensador trabaja con presiones absolutas entre 4.000 y 10.000 Pa, lo cual implica que el volumen específico del refrigerante es unas cinco veces inferior al del evaporador, lo cual limita el diseño de estos dos intercambiadores del sistema.

El absorbente en la disolución es el **Bromuro de Litio**, una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del LiBr se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 2200°C , siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

Las máquinas que emplean esta disolución como refrigerante pueden ser condensadas por agua o aire, de simple efecto (un generador) o de doble efecto (dos generadores). Los primeros emplean fuentes de calor de entre 80°C y 115°C , mientras que las fuentes de calor utilizadas por los segundos necesitan temperaturas del orden de 160°C .

Las dos principales características de esta pareja son la no volatilidad del agente absorbente (LiBr) que hace que la necesidad de un rectificador sea eliminada y el altísimo calor latente de vaporización del agente refrigerante, aunque debido a que el refrigerante es agua el sistema debe operar en condiciones de vacío. Estas disoluciones son altamente corrosivas en presencia de oxígeno, aunque este riesgo es mínimo en condiciones de operación. Teniendo por lo tanto especial atención en momentos de parada y mantenimiento de la instalación, añadiéndose inhibidores de corrosión a la solución acuosa, para evitar posibles fallos. Otro problema asociado a esta pareja es que a altas concentraciones la disolución es proclive a cristalizar, generándose un lodo que dificulta el bombeo de esta y disminuye el rendimiento de la instalación.

2.3.2 Pareja $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

El par ha sido utilizado ampliamente desde la invención de los sistemas de refrigeración por absorción.

El **amoniaco (R-717)** que actúa como refrigerante, se encuentra en la naturaleza, dado que se produce por descomposición de la materia orgánica o industrialmente por el método Haber-Bosch. Uno de los grandes inconvenientes es que se trata de una sustancia tóxica que a partir de concentraciones de 100 p.p.m. tiene efectos nocivos sobre el organismo por inhalación, contacto cutáneo e ingestión, provocando problemas incluso mayores para concentraciones más elevadas. La principal ventaja de esta sustancia es su bajo punto de fusión, en torno a los -77°C , lo que permite al sistema de refrigeración operar a temperaturas de refrigeración muy bajas. Requiere mayores presiones de trabajo y de procesos de purificación debido a su volatilidad relativa. La entalpía específica de evaporación del amoniaco es mucho menor que la del vapor de agua para la temperatura de evaporación, por lo que se necesita mayor caudal para una misma potencia, aunque aun así es bastante alta.

La posibilidad de utilizar directamente quemadores de gas para proveer aire refrigerado para sistemas de aire acondicionado es uno de los factores que más mercado abre a estos productos. Se encuentran máquinas en el mercado con potencias entre 10 y 90 kW pero con COP de 0,7 y dependiendo de la modificación que pueda tener el ciclo de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ puede incrementar su eficiencia.

La principal diferencia con respecto a la pareja $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, consiste en que la corriente de vapores formada en generador, para la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, no está constituido por refrigerante puro (Amoníaco), sino que el agua forma parte de su composición en pequeño porcentaje. Esto es debido a que la presión de vapor de agua no es despreciable frente a la del amoníaco. Para reducir el porcentaje de agua se utiliza un dispositivo denominado rectificador.

La idea básica de un rectificador consiste en provocar un enfriamiento de la corriente de vapores a la salida del generador. En el rectificador, el contenido de agua es separado por condensación por contacto con el serpentín, por cuyo interior circula solución a una temperatura inferior al punto de rocío del vapor de agua en estas condiciones. La inclusión de la columna rectificadora, como se indicó, no asegura que la corriente circulante por el Evaporador sea amoníaco puro, por lo que el agua presente se va acumulando en Evaporador, en el que se vaporiza amoníaco, con la necesidad de un periodo de retorno de esta agua hacia la mezcla.

Los principales inconvenientes de esta pareja refrigerante-absorbente son por un lado su toxicidad, lo que limita su uso a espacios bien ventilados, la necesidad de emplear un rectificador debido a su falta de pureza y volatilidad relativa y a la imposibilidad de implementar máquinas de absorción de doble efecto, ya que se alcanzarían presiones demasiado elevadas, pero por el contrario debido a las propiedades termodinámicas del fluido refrigerante es posible aplicar estos ciclos en procesos que necesiten de muy bajas temperaturas, por lo que su uso es mayoritariamente industrial

En conclusión las principales características de los fluidos de trabajo comercializados mayoritariamente son, resaltando de manera especial su bajo impacto negativo sobre el medio ambiente en comparación a los empleados en los ciclos de compresión mecánico.

Tabla 2.1 Características de los fluidos refrigerantes. Fuente: J.M. Cano Marcos. Refrigeración por Absorción. Interés energético e impacto ambiental <http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>

	R-717 (Amoníaco)	R-718 (Agua destilada)	LiBr (Sal)
Estabilidad Química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad	Alta	Alta	Alta
Efectos Contaminantes	Bajos	Nulos	Nulos
ODP*	0	0	0
GWP*	0	0	0
TEWI*	Bajo	Nulo	Bajo
Calor latente de vaporización(MJ/Kg)	1,25	2,5	-
Punto de fusión(°C)	-78	0	535
Punto de ebullición(°C)	-33	100	2200

Coste	Medio	Bajo	Medio
-------	-------	------	-------

2.3.3 Comparación de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O-LiBr}$

Ventajas del par $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ frente al $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

- ✓ El amoníaco por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos.
- ✓ El ciclo de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ tiene un coeficiente de conductividad térmica mayor que el de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.
- ✓ Además no existen máquinas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de doble efecto ya que las presiones que se originarían en el generador serían excesivamente elevadas
- ✓ En la disolución *agua-bromuro de litio*, el absorbente no es volátil, de tal manera que no se tiene mezcla del absorbente en el refrigerante al salir del generador, y no es necesario un rectificador.

Ventajas del par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ frente al $\text{H}_2\text{O-LiBr}$

- ✓ Pueden utilizarse para aplicaciones por debajo de los 0 °C.
- ✓ La mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ no es totalmente soluble en todas proporciones como sucede con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, sino que arriba de valores cercanos a los 70% en peso la mezcla cristaliza a la temperatura ambiente, lo cual hace que en los sistemas comerciales se tengan que tomar precauciones para evitar este problema.
- ✓ Deben agregarse inhibidores contra la corrosión ya que el bromuro de litio corroe el acero inoxidable.

2.3.4 Elección final pareja refrigerante-absorbente investigación

En la actual investigación se emplea un ciclo $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, dado su mayor calor latente de vaporización lo que nos permite minimizar los caudales másicos de fluidos y con lo que se obtiene un sistema energéticamente más eficiente. También debido a la simplificación y reducción del coste de la instalación, debido a que no sea necesaria la implantación de un rectificador. La alta disponibilidad de refrigerante, su baja toxicidad y la menor contaminación del fluido de trabajo. Mientras que uno de los principales problemas a evitar es que a presiones menores que las del ambiente puede entrar aire en el circuito, provocando los consiguientes problemas de corrosión además de la tendencia a la cristalización de la solución a altas concentraciones y temperaturas, habiéndose investigado que la adición de una tercera sal a esta disolución binaria mejoraría la solubilidad de la disolución como por ejemplo la solución ternaria $\text{LiBr+ZnBr}_2\text{-H}_2\text{O}$.

Por lo que respecta al agua, solo cabe señalar la necesidad de controlar su pureza cuando se emplea como refrigerante, más por lo que puede afectar al rendimiento de los equipos que por sus efectos sobre las personas y el medio ambiente para los que es completamente inocua.



La sal de Bromuro de Litio es así mismo inocua, aunque en solución acuosa tiene efectos detergentes bastante acusados por lo que no debe ser ingerida y conviene ser manipulada con la precaución necesaria.

2.3.5 Otras combinaciones refrigerante-absorbente

A lo largo de las diferentes investigaciones se han encontrado diversas combinaciones, en principio adecuadas para la refrigeración por absorción con ciclos simples y con menos problemas de cristalización que el par $H_2O-LiBr$, pero no son utilizados normalmente por diversas razones entre las que están el limitado conocimiento en cuanto a estabilidad, corrosión y la toxicidad de los diferentes refrigerantes.

Además del pequeño número de máquinas de absorción, comparado con las existentes de compresión mecánica; se estudian la adición de inhibidores de corrosión y retardadores de cristalización. Algunos pares son:

- ✓ $LiNO_3-NH_3$
- ✓ $LiBr+ZnBr_2-CH_3OH$
- ✓ $LiNO_3+KNO_3+NaNO_3-H_2O$
- ✓ $LiCl-H_2O$
- ✓ $Glycerol-H_2O$

CAPÍTULO 3. ABSORBEDOR

3.1 INTRODUCCIÓN

El Absorbedor es un componente que tiene una gran repercusión en el funcionamiento del sistema de refrigeración, así como sobre su tamaño. El principal objetivo de este componente es alcanzar una óptima absorción del refrigerante en estado gaseoso procedente del Evaporador. El comportamiento del Absorbedor está gobernado por los procesos de transferencia de masa y calor.

Por esta razón en la búsqueda hacia un diseño más compacto y eficiente del sistema de refrigeración por absorción, los principales esfuerzos han de centrarse en los factores que tienen más influencia sobre estos dos procesos, con el objetivo de obtener unos sistemas que actualmente puedan desbancar a los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de su posición predominante en los mercados, dado su variedad de tamaños y amplio rango de capacidades. Lo que explica la hegemonía de dichos sistemas en un amplio registro de aplicaciones tales como: industria alimentaria, acondicionamiento de habitáculos (aviones, barcos, automóviles, vehículos agrícolas) y aplicaciones criogénicas. Es su versatilidad, dado el amplio abanico de potencias y tamaños que cubre, aunque obviamente tienen puntos débiles como los fluidos que emplean, dañinos al medio ambiente y su el aprovechamiento energético que permite.

3.2 FUNCIONAMIENTO ABSORBEDOR

El funcionamiento del Absorbedor gira en torno a una característica de determinados fluidos denominada “*afinidad*” y por la cual el fluido refrigerante del sistema (agua en este caso y en estado gaseoso después de haber absorbido el calor del espacio a refrigerar) procedente del evaporador, es absorbido por una disolución acuosa LiBr concentrada en dicha sal, que lógicamente se empobrecerá y será enviada por medio de una bomba a la zona de alta presión del sistema de refrigeración y en concreto al Generador. Obteniendo así un sistema más eficiente energéticamente que otros sistemas de refrigeración. Por lo tanto el Absorbedor estará alimentado tanto por el Generador, desde el que se circula la disolución concentrada. Como por el Evaporador, a la salida del cual circula vapor de agua, que mediante una interfase con la disolución concentrada, será absorbido por dicha disolución empobreciéndola, como se muestra en la Figura 3.1.

En el proceso de transferencia de masa, el refrigerante, cede su calor latente a la disolución, de forma que a la vez que ésta se empobrece, aumenta su temperatura.

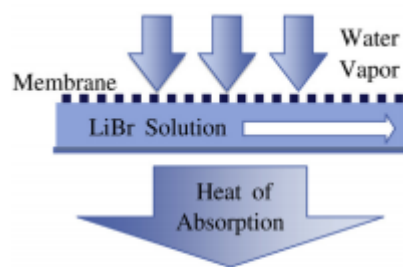


Figura 3.1. Configuración Absorbedor basado en tecnología de membranas.
Fuente: Ishafahani et al. (2013)

El aumento de temperatura de la disolución tiene un efecto perjudicial sobre el funcionamiento de la máquina, dado que disminuye su potencial de absorción, el cual recae en las propiedades termodinámicas de la disolución acuosa, en concreto en dos magnitudes: su temperatura y concentración.

Para mantener dicha capacidad de absorción entre unos límites y así alcanzar un óptimo funcionamiento del sistema de refrigeración global, lo habitual es refrigerar la disolución acuosa, externamente a través de una interfase metálica dada la capacidad de conducción de dichos materiales.

Por lo que además el Absorbedor será alimentado a través de conductos por agua de enfriamiento procedente de torres de refrigeración, que previamente han5 atravesado el intercambiador del Condensador.

El diseño del Absorbedor es un punto crítico originado por la complejidad de los procesos de transferencia simultánea de calor y masa. Por dicha razón el buen funcionamiento de un Absorbedor dependerá en gran medida de la capacidad de mezclado entre el vapor y la disolución y de la capacidad de cesión de calor desde la disolución acuosa al agua de enfriamiento. Además de estudiar, analizar, simplificar y aplicar los principios y magnitudes que rigen dichos procesos en función de nuestras necesidades, en la actual investigación se persigue otro objetivo. El de modelizar y simular un Absorbedor compacto, centrando los principales esfuerzos de la investigación en el desarrollo de un componente con un ratio área interfacial-volumen máximo y mayor a los diseños convencionales, en pos de una máxima compacidad y, con las restricciones que ese objetivo lleva implícitas y analizar que configuración y materiales son los más adecuados a la hora de obtener un óptimo ratio de absorción por parte del Absorbedor.

3.3 TIPOS DE ABSORBEDORES

Los Absorbedores se dividen en categorías según la trayectoria continua o discontinua de las fases vapor (refrigerante) y líquido (absorbente), de los fluidos que circulan por su interior:

3.3.1 Absorbedores con fases vapor y líquido continuas

En este tipo de Absorbedores, la fase líquida está formada por una película descendente que es suministrada sobre una pared de geometría determinada, mientras que el vapor es suministrado de manera continua en contraflujo sobre la capa líquida. Son útiles en caso de que el calor liberado por la absorción sea elevado; las configuraciones disponibles pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales, como se observa en la figura 3.2.

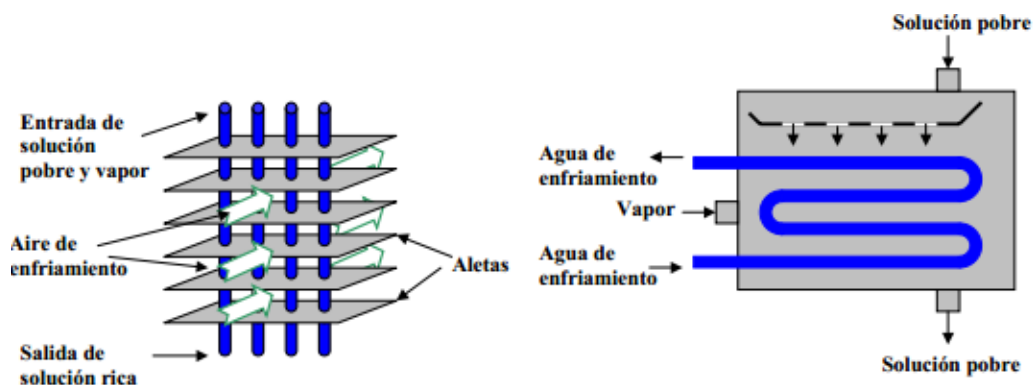


Figura 3.2. Absorbedor de película descendente configuración tubos verticales y tubos horizontales. Fuente: PhD Jesús Cerezo, Universidad Rovira i Virgili (2006).

La configuración de tubos horizontales es la más utilizada comercialmente en los ciclos $H_2O-LiBr$. En este caso, el enfriamiento de la solución se realiza mediante agua de enfriamiento procedente de una torre de refrigeración que circula por el interior de los tubos horizontales.

La configuración de tubos verticales es más versátil, ya que puede usarse agua de enfriamiento o aire para la disipación del calor generado, dependiendo de la capacidad del Absorbedor.

En la configuración de película descendente se obtienen altos coeficientes de transferencia de calor y baja pérdida de carga, pero su óptimo funcionamiento es muy sensible al mojado de la pared del Absorbedor y por lo tanto requiere un excelente distribuidor, para evitar un mezclado pobre.

3.3.2 Absorbedores con fase vapor continua y fase líquida discontinua

El proceso de absorción del vapor por la solución y la disipación de calor, se realizan en este tipo de configuración de forma separada. La solución primero se pone en contacto con la fase vapor. Para ello se atomiza la corriente líquida mediante la utilización de aspersores en una cámara adiabática en donde se ha introducido la corriente de vapor. Una vez realizada la absorción, la corriente de la solución concentrada en refrigerante pasa por un intercambiador de calor donde se disipa el calor de absorción, como se indica en la Figura 3.3.

A continuación, una parte de la solución enfriada se recircula al Absorbedor y el resto se dirige al Generador. Esta recirculación tiene el objetivo de aumentar la absorción.

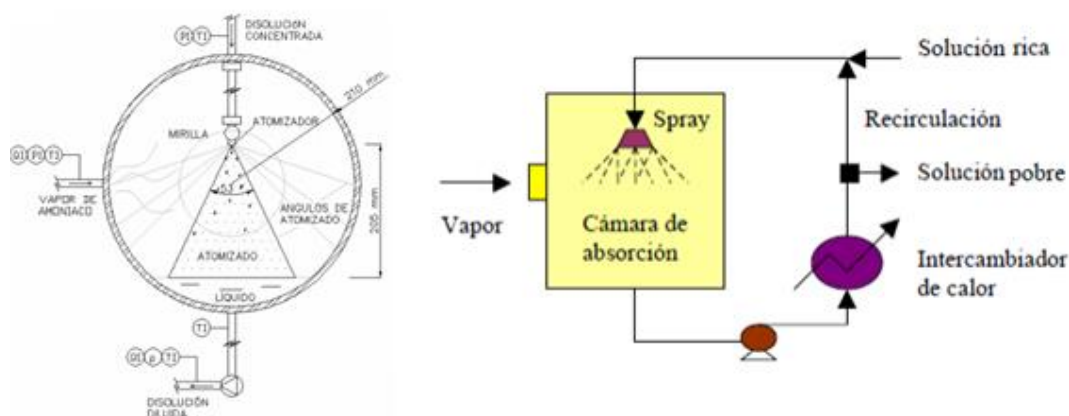


Figura 3.3. Detalle cámara Atomización y esquema Absorbedor fase vapor continua y líquido discontinua.

Fuente: PhD Alejandro Zacarías Santiago, Universidad Carlos III (2009).

Como resultado del proceso de absorción adiabático, la solución se calienta y el proceso de absorción se detiene cuando la presión de saturación más la presión capilar de la gota alcanzan la presión de la cámara. La tensión superficial de las gotas formadas provoca una presión de capilaridad que es inversamente proporcional al diámetro de las gotas. Para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, para ello la presión del Absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción.

3.3.3 Absorbedores con fase vapor discontinua y fase líquida continua

Este tipo de configuración se denomina Absorbedor de burbuja. Estos absorbedores son de tipo inundados, esto significa que la solución pobre en refrigerante llena el interior del canal central mientras que el vapor es inyectado en forma de burbujas.

La disipación de calor se hace por medio de agua de enfriamiento o por aire que circula por la parte externa del dispositivo. Para aumentar la capacidad del Absorbedor se suelen disponer varios canales en paralelo con distribuidores de solución y de vapor en la parte inferior y un captador de recogida de la solución concentrada en la parte superior, como se observa en la Figura 3.4.

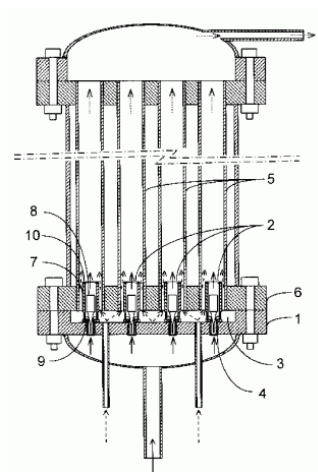


Figura 3.4. Detalle disposición serie de canales en paralelo de un Absorbedor de tipo inundado. Fuente: PhD Javier Bravo Méndez, Universidad Profesional Culhuacán (2011)

La configuración de burbuja es recomendada para sistemas de refrigeración por absorción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, debido al excelente mojado solución-pared.

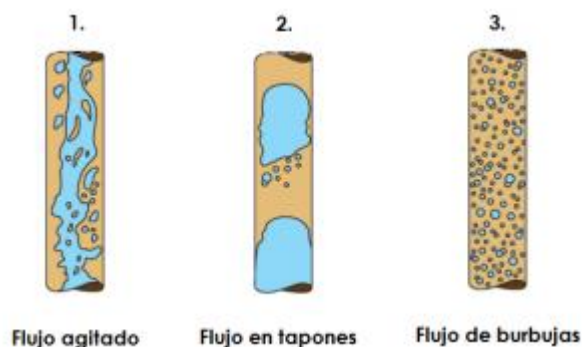


Figura 3.5. Regímenes de flujo en columnas de burbujas. Fuente: PFC Manuel López-Rivadulla Sáenz, Universidad Carlos III (2011)

El flujo bifásico que circula por el interior del Absorbedor adopta, diferentes tipos de regímenes: Agitado, tapones y de burbuja, como se indica en la Figura 3.5.

- El **flujo agitado** se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor.
- En el **flujo tapón**, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido. Este régimen es el predominante a lo largo del Absorbedor.
- El **flujo de burbuja** es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido.

3.4 INVESTIGACIÓN ABSORBEDORES BASADOS EN CELDAS DE CANALES CONFINADOS SEPARADOS POR LÁMINAS POLIMÉRICAS HIDRÓFOBAS Y METÁLICAS

El principal objetivo de las últimas investigaciones en materia de desarrollo de nuevos sistemas de refrigeración, se centra en minimizar el tamaño y reducir los costes de fabricación de los sistemas de refrigeración por absorción. Teniendo esto en cuenta y el importante impacto del Absorbedor sobre el tamaño y funcionamiento del sistema global, esta investigación se focaliza en el estudio de nuevos diseños que sean una alternativa al convencional de carcasa y tubos metálicos, que tiene como principales problemas su gran tamaño y su sensibilidad en cuanto a su orientación para su correcto funcionamiento.

En los Absorbedores convencionales tipo fase vapor y líquido continuas, la disolución de LiBr es atomizada sobre la superficie externa de un conjunto de tubos, mientras el agua de enfriamiento fluye por el interior de estos, cediéndose así el calor de absorción. La hidrodinámica sobre las capas descendentes dirige la formación de capas líquidas de la solución acuosa relativamente delgadas sobre la superficie de los tubos. La capa líquida fina de disolución presenta una significativa resistencia a ambos procesos, tanto el de transferencia de masa como de transferencia de calor.

Por lo tanto, la delgadez de la capa líquida juega un rol importante en el funcionamiento global del Absorbedor. Para aumentar la transferencia de masa y calor de la capa líquida, una fina capa de líquido de la solución acuosa de LiBr puede ser confinada en pequeños canales delimitados por membranas hidrófobas. Como se muestra en la Figura 3.6.

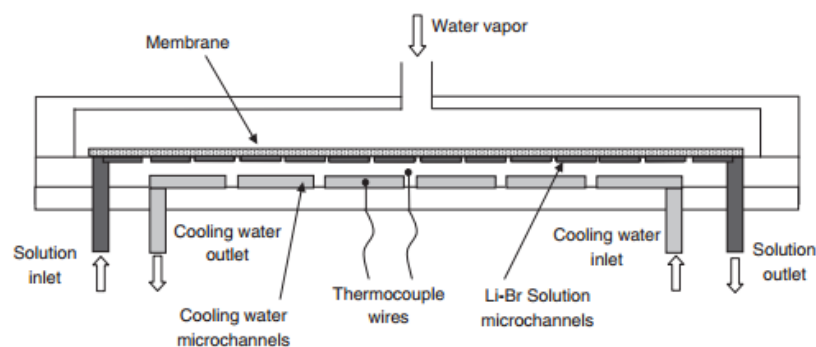


Figura 3.6. Configuración Absorbedor basado en canales confinados. Fuente: Isfahani et. al (2013)

Esta es una de las líneas de diseño seguidas en las últimas investigaciones destinadas a obtener absorbedores eficientes y compactos.



La solución acuosa fluye a lo largo del Absorbedor a través de canales estrechos confinados, siendo refrigerada por el agua de refrigeración que fluye en dirección contraria, a través de una interfase metálica, mientras que el vapor es transferido a la disolución acuosa a través de una membrana microporosa de bajo espesor.

Si la presión parcial del vapor del fluido en la disolución es menor que la presión del vapor, el vapor de agua es absorbido en la interfase líquido-vapor, para seguidamente ser difundida en la disolución.

En este diseño los micro-canales de disolución están en contacto con otros microcanales confinados por los que discurre el agua de enfriamiento, a través de capas metálicas de grosores en torno a los 100 micrómetros, para que se produzca una rápida transferencia de calor sin tener grandes resistencias a la transferencia de calor, debido a su baja resistencia térmica. Esto permite que la temperatura de la disolución no aumente considerablemente, lo que provocaría que la capacidad de absorción del vapor de agua por la disolución acuosa se viera mermada.

Thorud et al. (2006) y Drost (2005) realizan investigaciones encaminadas a introducir mejoras que maximicen la transferencia de calor y masa alcanzadas, empleadas en microsistemas térmicos basados en canales de fluidos confinados, destacando la importancia de la diferencia de presión como principal motor de la transferencia de masa y la necesidad de implementar membranas muy delgadas para minimizar el impacto de su resistencia a la difusión de masa, además de destacar la importancia de obtener caudales altos en los canales estrechos para mejorar la difusión molecular del fluido. Martínez et al. (2007) estudiaron el impacto de la resistencia de las membranas en procesos de destilación realizando diferentes medidas experimentales, variando sus dimensiones y geometría, llegando a la conclusión que la principal resistencia a la difusión de un fluido en un proceso de destilación es la aportada por el material e incidiendo en la máxima reducción del espesor de la membrana para minimizar su impacto sobre el proceso de transferencia de masa.

Sin embargo la investigación que más luz arroja sobre la evolución de un Absorbedor compacto con características similares al diseño que se modelizará y simulará, es el estudio experimental de Isfahani et al. (2013). En ella se estudian las características de la absorción del vapor de agua por una disolución acuosa de LiBr que circula confinada por un conducto estrecho entre una pared superhidrófoba permeable al vapor por un lado y una superficie sólida que disipa el calor producto del proceso de absorción. Llegándose a la conclusión de que reduciendo el espesor de la capa de fluido absorbente se pueden obtener incrementos de hasta el 35% en el ratio de absorción.

En oposición a los absorbedores convencionales de película descendente cuyos ratios de absorción varían entre los $0.002 \frac{kg}{m^2 s}$ y los $0.003 \frac{kg}{m^2 s}$, dependiendo de las configuraciones y condiciones de operación, como muestra la tabla 3.7.

Comparison of absorption rate (experimental and numerical) in conventional falling film absorbers.

Reference	Absorption rate (kg/m ² s)	Solution inlet temp (°C)	Inlet concentration (%)	Cooling water temperature (°C)	Vapor pressure (kPa)	Study	Geometry
Choudhury et al. [10]	0.0026	50	60	30	1.227	Num.	H.T.
Jeong and Garimella [11]	0.0023	55	60.1	32	1.387	Num.	H.T.
Sultana et al. [12]	0.0022	39.8	60.4	27	2.080	Num.	H.T.
Islam [13]	0.0022	39.8	60.4	27	2.300	Exp.	H.T.
Yoon et al. [14]	0.0025	47	61	32	0.933	Exp.	H.T.
Kiyota et al. [15]	0.0015	39	59	30	0.666	Exp.	H.T.
Miller and Keyhani [16]	0.0022	50.4	62	35	1.300	Exp.	V.T.
Matsuda et al. [17]	0.0027	-	55	-	1.300	Exp.	V.T.
Bo et al. [18]	0.00125	46.5	60	30	1.000	Num.	V. Wall
Patnaik et al. [19]	0.0023	42	60	29.4	1.200	Num.	V.T.
Medrano and Bourouis [20]	0.0020	40	60	30	1.000	Exp.	V.T.
Karami and Farhanieh [21]	0.0022	45.6	60	32	1.000	Num.	V. Wall
Islam and Wijesundera [22]	0.0041	39.8	60.4	27	2.080	Exp.	H.T. (film inversion)
Yoon et al. [23]	0.0021	45	60	30	0.931	Exp.	Hel. T.

H.T.: Horizontal Tube, V.T.: Vertical Tube.
V. Wall: Vertical Wall, Hel. T.: Helical Tube.

Figura 3.7. Tabla comparativa diferentes estudios experimentales y numéricos y ratios de absorción obtenidos.
Fuente: Ishafahani et al. (2013)

Se han realizado diferentes esfuerzos dirigidos a la mejora del ratio de absorción mediante la modificación de la geometría de los tubos horizontales. Raisul Islam et al. (2003) investigaron el concepto de la capa de inversión, mediante la implementación de aletas para guiar la capa descendente a través de los tubos, con lo que consiguen una mayor superficie de contacto. El repetido retorno de la disolución en contacto con el vapor consigue refrescarla, con lo que se produce una interesante mejora del ratio de absorción.

En las investigaciones de Ali et al. (2009) y Ali (2010) se realizan los primeros estudios experimentales y analíticos sobre fluidos confinados por membranas porosas hidrofóbicas. Empleando soluciones de un espesor de 4 mm en las mediciones experimentales se registraron ratios de absorción próximos a la mitad de los obtenidos por los absorbedores convencionales, con diferenciales de presiones tres veces mayores que los obtenidos en los diseños convencionales.

Ali et al. (2009) atribuyen esto a la resistencia a la transferencia de masa dominante de la membrana.

Ali (2010) destaca que reducir el espesor de la capa de disolución de 2.5 a 1.0 mm resulta en un aumento del 20% del ratio de absorción. Debe ser indicado que el espesor medio de una capa descendente de LiBr en un Absorbedor convencional de vapor y líquido continua varía en torno a los 0.1 y 1 mm. Esta diferencia puede explicar los bajos ratios de absorción alcanzados por Ali et al. (2009) y Ali (2010).

Srikhirin et al. (2001) describen en su investigación una membrana osmótica que actúa como interfaz entre la solución rica en refrigerante, procedente del Absorbedor y la solución débil en refrigerante, procedente del Generador. Estos investigadores indican que el refrigerante puede transferirse desde el Absorbedor al generador por un efecto de difusión osmótica a través de la membrana sin necesidad de emplear una bomba mecánica.

Yu et al. (1992) investigaron el experimento del ciclo de absorción a través de la membrana osmótica en el cual el módulo de la membrana provee de refrigerante (vapor de agua) desde el evaporador al generador venciendo un gradiente de presión desfavorable, dichos resultados obtenidos arrojaron que la diferencia de presión es bastante amplia, de 6000 bares en caso de trabajar a temperaturas estándar, estos investigadores indican que esta presión está por encima del rango operativo de cualquier membrana osmótica disponible en el mercado, por lo que indican sobre la necesidad emplear una bomba mecánica, para vencer dicha resistencia.

Las investigaciones de Schaal (2005) nos indican que las membranas microporosas son mejor alternativa que las membranas de fibra hueca para emplearse en absorbedores. Como se había

mencionado con anterioridad el área específica es un parámetro muy importante con efecto directo en la transferencia de masa en la solución acuosa, pero el diseño de membranas puede incluso mejorar dicho potencial debido a la confinación de fluidos en canales estrechos, otro parámetro a tener en cuenta en la transferencia de masa es la diferencia de presión parcial del vapor, que generalmente tiene un valor bajo, para maximizar la transferencia de masa a través de la membrana la caída de presión del contactor-membrana ha de ser minimizada, para ello recurriremos a membranas de materiales hidrófobos en forma de capas planas.

Según lo informado por Drost (2005) el desarrollo de absorbedores compactos permite el despliegue de pequeñas bombas de calor de absorción empleadas en tareas tales como: sistemas de refrigeración y calefacción aire acondicionado del automóvil, y dispositivos de enfriamiento portátiles.

En conclusión y teniendo en cuenta las diferentes investigaciones, tomándolas como guías para el diseño del Absorbedor, nos basaremos en un sistema de celdas alimentadas por fluidos con diferentes caudales, dichos fluidos circularán confinados por microcanales de reducida anchura para mejorar los ratios de absorción en el conjunto del Absorbedor, disminuyendo el tamaño de este componente y por lo tanto obteniendo sistemas de refrigeración por absorción más compactos. Estos canales estarán compuestos por diferentes materiales según los fluidos que separen. En el caso de la interfase disolución acuosa (absorbente) vapor de agua (refrigerante), se emplearán membranas hidrófobas microporosas de espesores muy pequeños del orden de 50 micras, para reducir la resistencia a la transferencia de masa, que tengan buena resistencia mecánica para soportar las diferencias de presión a la que será sometido el material a lo largo del Absorbedor durante el funcionamiento del sistema de refrigeración y que permitan la transferencia del vapor de agua (refrigerante) a la solución acuosa (absorbente) y no al contrario.

Mientras que en la interfase Disolución H₂O-LiBr- Agua de enfriamiento, se emplearán láminas metálicas finas pero no del mismo orden que en el caso de la otra interfase, para que se produzca una eficiente transferencia de calor desde la disolución a el agua, con el objetivo de que la disolución no vea su afinidad por el vapor de agua mermada.

3.5 TECNOLOGÍA DE LAS MEMBRANAS HIDRÓFOBAS

Como se ha indicado a lo largo de este proyecto, producto de la necesidad de encontrar una alternativa, robusta eficiente y económica, se plantea la alternativa de diseñar un sistema de refrigeración basado en la tecnología de membranas poliméricas hidrófobas. Estas membranas que generalmente son empleadas en procesos de separación, filtración y destilación, reúnen una serie de características que las convierten en la base idónea sobre la que construir un modelo compacto.

El objetivo primordial es conseguir un diseño en el que el ratio $\frac{\text{Área interfacial transferencia}}{\text{Volumen Absorbedor}}$, sea máximo y se alcancen ratios de absorción y por ello capacidades térmicas adecuadas, que conviertan al diseño en una realidad y una alternativa a otros sistemas de refrigeración. En

concreto según lo expuesto en las investigaciones de [Ali et al. \(2009\)](#) y [Ali \(2010\)](#) las membranas deben reunir una serie de características que se detallan a continuación:

3.5.1 Espesor de la membrana

Debido a la estabilidad mecánica de estos polímeros, se pueden emplear membranas de espesores mínimos, del orden de micras, con lo cual gracias a la utilización de membranas de dichos espesores el material aportará una resistencia a la transferencia de masa mínima, lo que se traduce en una mejora de la capacidad de absorción del Absorbedor, sin poner en peligro la integridad del material convirtiéndolo en un diseño fiable y duradero durante la vida del sistema de refrigeración.

3.5.2 Porosidad de la membrana

Esta característica tiene su impacto en el proceso de transferencia de masa, a medida que se aumente la porosidad de la membrana se aumentará el área interfacial de transferencia de masa y se favorece la difusión del vapor de agua en la disolución acuosa. Por lo que de manera análoga al espesor de la membrana, en cuanto a esta propiedad, para obtener mejores eficiencias del sistema de refrigeración se buscará maximizar este factor, por lo que el material empleado debe tener unas buenas propiedades mecánicas para hacer frente a los esfuerzos a los que se verá sometido las membranas a lo largo de la vida del componente. La porosidad (ε) puede determinarse mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{memb}}{\rho_{material}} \quad (3.1)$$

Siendo ρ_{memb} y $\rho_{material}$ las densidades de la membrana y la del material que conforma la membrana respectivamente.

3.5.3 Tortuosidad

Parámetro ajustable que define la longitud de la trayectoria de la difusión a través de un sólido poroso. Esta magnitud en muy pocas ocasiones es facilitada por los distribuidores de membranas, por lo recurrimos a expresiones encontradas en las investigaciones de [Ali \(2010\)](#) y [Alves et al. \(2004\)](#).

Su expresión depende en gran medida de la estructura del material y de la disposición de los intersticios, en el caso de membranas cuya distribución de intersticios es irregular y e impredecible, la tortuosidad se debe obtener a partir de la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{1}{\varepsilon} \quad (3.2)$$

Mientras que en los materiales cuya disposición de intersticios sea en bloques de similares patrones de disposición intersticiales, como en el caso de esta investigación, la tortuosidad se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{(2 - \varepsilon)^2}{\varepsilon} \quad (3.3)$$

3.5.4 Diámetro Medio de Poro

Tiene un impacto fundamental sobre el proceso de transferencia de vapor, debido a que el poro consiste en el área interfacial de transferencia. Con respecto a esta característica se debe hacer especial hincapié en el comportamiento del material con respecto a los fluidos que separa, para que se produzca una correcta transferencia en el seno del Absorbedor, en concreto debe tener una alta permeabilidad al vapor de agua y ser hidrófobo a la disolución acuosa. De la misma manera que se ha ido comentando a lo largo de este apartado, para obtener altos rendimientos sin comprometer la integridad física del material durante el funcionamiento del absorbedor, se emplearán materiales con altas capacidades mecánicas, proporcionando garantías respecto a la durabilidad del componente.

3.5.5 Características térmicas y mecánicas del material empleado

Debido a las características dimensionales del material, los esfuerzos y temperaturas a las que se verán sometidas las membranas empleadas seleccionadas para favorecer la transferencia de masa, estas membranas son vulnerables a la aparición y propagación de fisuras, el deterioro y el desgaste de éstas. Por ello se emplearán materiales con altas capacidades mecánicas y térmicas. Además de dichas características con el objetivo de favorecer el proceso de transferencia de calor se emplearán materiales con coeficientes de conductividad térmica razonables.

3.5.6 Requisitos membranas implementadas en el diseño.

En concreto en las investigaciones de [Ali \(2010\)](#), de las cuales se obtendrán los parámetros de las membranas en los que se basa esta investigación, indican que los materiales más apropiados en que se comercializan actualmente las membranas son:

- Polipropileno (PP)
- Polifluoruro de vinilideno (PVDF)
- Politetrafluoroetileno (PTFE, teflón)

En dichos artículos además de conocer qué tipos de materiales emplear, se indican los principales requisitos que han de reunir las membranas que se implementarán en nuestro diseño, las cuales se describen a continuación:

- ✓ Debe tener una alta permeabilidad al vapor de agua, lo que facilita la transferencia de masa de dicho fluido a través de ésta hacia la solución acuosa.
- ✓ Para obtener un flujo de vapor de agua más alto, el tamaño de poro en la membrana debe oscilar entre los 0,45 y 1 micrómetros, mientras se tenga una porosidad de hasta un 80%.

- ✓ Hidrófobo a la Disolución acuosa LiBr-H₂O, para evitar que se humedezcan los poros y se produzca una correcta difusión, procedente del vapor de agua hacia la disolución acuosa y no al contrario. Tampoco es deseable que se produzca condensación capilar del vapor de agua, para evitar el bloqueo de dichos poros, también para evitar dicho bloqueo se recomienda que el tamaño medio de los poros esté en torno a los 0,45 micrómetros.
- ✓ El espesor de la capa activa de la membrana debe estar en un rango de hasta 60 micrómetros para conseguir un equilibrio entre la estabilidad mecánica requerida y la baja resistencia a la transferencia del vapor de agua. Además de dicha capa necesitaríamos de una capa de soporte altamente porosa en el lado del vapor de agua, lo que aumentaría significativamente la estabilidad mecánica sin degradar el flujo de vapor.

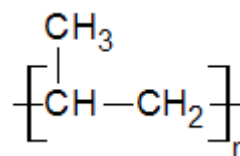
Además de dichas características a reunir por el material, es preferible que la instalación opere a una alta presión de entrada de líquido (LED)) para evitar la humectabilidad de poros de la membrana por la disolución acuosa.

3.6 MATERIALES MEMBRANAS POLIMÉRICAS HIDRÓFOBAS MICROPOROSAS

3.6.1. Polipropileno (PP)

El polipropileno se obtiene mediante la polimerización del propileno en presencia de catalizadores alquilmetálicos.

El propileno es el polímero comercial de más baja densidad y facilidad de moldeo. Se utiliza en una gran cantidad de láminas, fibras y filamentos. Entre sus propiedades cabe destacar su alto punto de fusión (no funde por debajo de los 160°C), una gran rigidez, alta resistencia a la rotura y a la abrasión, altas



propiedades dieléctricas, bajo rozamiento, superficie brillante y flotación en agua.

Es resistente a los ácidos, a los álcalis y a muchos disolventes orgánicos. Su alta estabilidad térmica le permite trabajar durante mucho tiempo a una temperatura de 100°C en el aire.

Dada su resistencia a altas temperaturas puede esterilizarse en agua en torno a los 140°C sin temor a la deformación.

Aplicaciones

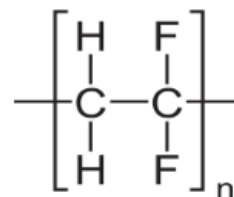
- ✓ Tanques y depósitos químicos
- ✓ Mobiliario de laboratorio
- ✓ Placas de presión para filtros
- ✓ Componentes para bombas
- ✓ Prótesis...etc. No tóxico

3.6.2. Polifluoruro de vinilideno (PVDF)

El fluoruro de polivinilideno, polifluoruro de vinilideno o polivinilideno fluoruro (PVDF) es un fluoropolímero termoplástico.



El PVDF es un material plástico especial de la familia de los fluoropolímeros, que se utiliza generalmente en aplicaciones que requieren la más alta pureza, fuerza y resistencia a los disolventes, ácidos, bases, generación de calor y baja emisión de humos durante un evento de fuego. En comparación con otros fluoropolímeros, tiene un proceso de fundido más fácil a causa de su punto de fusión relativamente bajo de alrededor de 177°C.



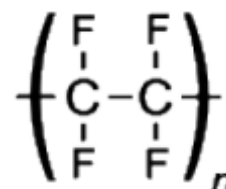
Aplicaciones

- ✓ Fabricación de tuberías
- ✓ Empleado en diversas aplicaciones en industria química y médica
- ✓ Semiconductores
- ✓ Aplicaciones aeroespaciales

3.6.3. Politetrafluoroetileno (PTFE, TEFLÓN)

El politetrafluoroetileno, mejor conocido por el nombre comercial de Teflón, es un polímero vinílico, y su estructura, si no su comportamiento, es similar al polietileno. Se forma a partir del monómero tetrafluoroetileno por polimerización vinílica de radicales libres.

La virtud principal de este material es que es prácticamente inerte, no reacciona con otras sustancias químicas excepto en situaciones muy especiales. Esto se debe básicamente a la protección de los átomos de flúor sobre la cadena carbonada.



Esta carencia de reactividad hace que su toxicidad sea prácticamente nula, y es, de hecho, el material con el coeficiente de rozamiento más bajo conocido. Otra cualidad característica es su impermeabilidad, manteniendo además sus cualidades en ambientes húmedos.

Es también un gran aislante eléctrico y sumamente flexible, no se altera por la acción de la luz y es capaz de soportar temperaturas desde -270°C (3 K) hasta 300 °C (573 K). Su cualidad más conocida es la anti-adherencia.

Aplicaciones

- ✓ Materiales empleados en diversas aplicaciones arquitectónicas
- ✓ Materiales automoción
- ✓ Cableado
- ✓ Utensilios de cocina (recubrimientos sartenes)
- ✓ Industrias farmacéutica y biotecnológica

En cuanto a las propiedades mecánicas y térmicas de los diferentes materiales poliméricos, se indican a continuación en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1. Propiedades Mecánicas y Térmicas de los materiales poliméricos empleados. Fuentes:
www.plasticbages.com, www.inalcoa.net, www.sipem.es

	PP		PVDF		PTFE	
	NORMA	VALOR	NORMA	VALOR	NORMA	VALOR
PROPIEDADES MECÁNICAS						
Peso Específico (g/cm³)	DIN 53479	0.91	DIN 53479	1.78	DIN 53479	2.18
Resistencia Tracción (N/mm²)	DIN 53455	33	DIN 53455	0.5	DIN 53455	3.15
Módulo Elasticidad (N/mm²)	DIN 53457	1300	DIN 53457	2.1	DIN 53457	700
Dureza Shore	DIN 53505	D73	DIN 53505	D77-80	DIN 53505	D51
PROPIEDADES TÉRMICAS						
Punto Fusión (°C)	DIN 53736	164	DIN 53736	175	DIN 53736	327
Conductividad Térmica (W/mK)	DIN 52612	0.22	DIN 52612	0.13	DIN 52612	0.25

3.7 INVESTIGACIÓN DISTRIBUIDORES MEMBRANAS

Una vez determinados los materiales de los que están formadas las membranas, así como sus principales características y los requisitos que deben cumplir las membranas que se implementarán en el diseño, se pasa a realizar una investigación de los principales distribuidores que actualmente ofertan productos que cumplen con los requisitos de esta investigación. Cabe destacar el pequeño número de empresas que fabrican y distribuyen estos productos y sus elevados precios, dada que su principal aplicación es de investigación, por lo que su uso no está muy generalizado. Membranas de estas características son empleadas principalmente en estudios de indicadores o tratamientos de fluidos por osmosis, en los que no se prima tanto la delgadez de espesor que se busca en la actual investigación. Aunque la recopilación de distribuidores es un tanto complicada, se ha conseguido reunir un amplio abanico de distribuidores y productos, el cual se detalla a continuación:

3.7.1 Distribuidores membranas hidrófobas microporosas

3.7.1.1. KIND INSULATION IND. TRADE CO Ltd.

Empresa China establecida en 2011 en la ciudad de Sanmenxia, cuyos principales productos fabricados, consisten en: Materiales aislantes y equipamientos electrónicos, que cumplen con la normativa de calidad *ISO 16001:2000* y los certificados de calidad *SGS* y seguridad *MSDS*.

El principal objetivo de esta empresa de suministro industrial, consiste en la exportación a diferentes países, tales como:

EEUU, Canadá, Australia, Turquía, España, Argentina, Alemania, Italia, Corea del Sur, México, India, Paquistán, India, Zambia, Arabia Saudí.



Su catálogo de productos recoge entre otros productos, filtros microporosos tanto de PTFE, PVDF como PP, en formato de láminas y aparte de los productos referenciados en su catálogo, trabajan bajo pedido.

3.7.1.2. HANGZHOU ANOW MICROFILTRATION CO. Ltd.

Empresa tecnológica Asiática enfocada en el desarrollo de las membranas de tipo de N6, N66, PES, PVDF, PTFE, para filtración. Se establece en 1989 en el área industrial de Xindeng, Fuyang. Hangzhou ANOW ha conseguido con éxito los certificados de ISO9001, ISO13485, ISO14001, OHSAS18001 y el certificado de producción de productos polímeros para aplicación médica emitido por Administración De Alimentos y Medicamentos de China. Entre su catálogo de productos principalmente nos interesan sus membranas de PTFE en formato de disco y lámina de un 85% de porosidad.

3.7.1.3. ADVANTEC MFS, Inc.

Empresa subsidiaria de *Toyo Roshi Kaisha Ltd.*, empresa fabricante de filtros y productos de laboratorio japonesa fundada en 1917. Fundada en California en 1979, como *Toyo Roshi International Inc.* dos de las divisiones que formarían definitivamente Advantec MFS (*Main Office and Micro Filtration Systems*), emergen en 1995. Esta empresa con sede en Dublín, se encarga de la fabricación de productos de filtración e instrumental de laboratorio.

Tras contactar a su empresa distribuidora en España, *Micron Analítica SA*, se obtuvo los pertinentes datos sobre membranas de PTFE en formato de disco de diferentes diámetros que se adecuaban a los requisitos del diseño de la investigación.

3.7.1.4. MILLIPORE CORPORATION

Merck Millipore es la división de ciencias de la vida de Merck KGaA, Darmstadt (Alemania), la empresa farmacéutica y química más antigua del mundo. Oferta una amplia gama de productos para la investigación farmacéutica y biotecnología. Entre sus productos ofrecen membranas nanofibrosas para filtración de PTFE y PVDF, en diferentes formatos, tanto en rollos como en discos de diferentes diámetros, su servicio técnico indicó que la porosidad de sus productos está en torno a los 70-80%.

3.7.2 Tablas informativas membranas, características y precios:

3.7.2.1 Membranas del Fabricante Kindinsulation

Tabla 3.2. Características Membranas Kindinsulation®. Fuente:
<http://www.kindinsulation.com/a/PRODUCTS/2014/0430/56.html> y saleinsulation@kindinsulation.com

Modelo	Material (Soporte)	Grosor(μm)	Anchura (mm)	Porosidad (%)	Diámetro medio poro(μm)	Presión de trabajo (MPa)	Temperatura Máxima(°C)	Precio (€/m ²)
PTFE Gas Filter Membrane	PTFE/PVDF (PET, PP)	100-200	255,510	90	0.45,1	0.6	120°C	17.0458
Double layer PTFE gas filter membrane	PTFE/PVDF (PP,PET)	150	255,510	90	0.45	0.6	100°C	21.243
PVDF absorption membrane	PVDF(PET,PP)	70-1000	255,510	90	0.45	0.6	80°C	42.48
Hydrophobic/oleophobic filter membrane	PVDF	70-2000	255,510	90	0.45,1	0.6	150°C	42.48

*Esta empresa también trabaja bajo pedido, con unos precios que rondan los 17€/m²

3.7.2.2 Membranas del Fabricante Advantec MFS

Tabla 3.3. Características Membranas Advantec MFS®. Fuente:
<http://www.advantecmfs.com/catalog/filt/membrane.pdf> y Distribuidora en España:
carlos.perez@micron-analitica.com

Modelo	Material (Soporte)	Grosor(μm)	Diámetro(mm)	Porosidad (%)	Diámetro medio poro(μm)	Temperatura Máxima(°C)	Packs	Precio (€)
T050A293D	PTFE(sin soporte)	75	293	78	0.5	260	10	474.77
J050A142C	PTFE(PP)	120	142	74	0.5	120	25	474.3
J050A293D	PTFE(PP)	120	293	74	0.5	120	10	470.11

3.7.2.3 Membranas del Fabricante Merck-Millipore

Tabla 3.4. Características Membranas Merck-Millipore®. Fuente: <http://www.merckmillipore.com/>

Modelo	Material	Grosor(μm)	Otras dimensiones (mm)	Porosidad (%)	Diámetro medio poro(μm)	Packs	Precio (€)
FALP29325	PTFE	175	Φ293	85	1	25	1220
FHLP29325	PTFE	175	Φ293	85	0.45	25	1190
IPFL00010 (Immobilon)	PVDF	125	265x3750	70-80	0.45	1	428
IPFL20200 (Immobilon)	PVDF	125	200x200	70-80	0.45	10	309
IPVH00010 (Immobilon)	PVDF	100-140	265x3750	70-80	0.45	1	369
IPVH15150 (Immobilon)	PVDF	100-140	150x150	70-80	0.45	10	425
IPVH20200 (Immobilon)	PVDF	100-140	200x200	70-80	0.45	10	279
IPVH304F0 (Immobilon)	PVDF	100-140	260x260	70-80	0.45	10	425

CAPÍTULO 4. DISEÑO Y MODELO MATEMÁTICO

4.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de este modelo es analizar y evaluar todos los parámetros incluidos en los procesos de transferencia de masa y calor. Incidiendo en el estudio de aquellos más significativos y con mayor impacto sobre el comportamiento de dichos procesos que gobiernan el funcionamiento del Absorbedor. Tarea fundamental en una investigación sobre un campo no muy explorado, el del diseño de sistemas de refrigeración por absorción, compactos, basados en tecnología de membranas. Mediante el desarrollo del modelo, se analizará su comportamiento y se predecirá con mayor o menor efectividad los criterios de eficiencia.

4.2 DISEÑO

Es necesario hacer una explicación del diseño del Absorbedor para poder comprender posteriores indicaciones sobre el funcionamiento y rendimiento de dicho componente y sobre todo para entender de qué manera se comportan los fluidos que circulan por su interior. De esta manera en la Figura 4.1, y en los posteriores párrafos se indica la disposición de los microcanales de sección rectangular en los que se basa el diseño, los materiales empleados y el sentido de los diferentes flujos.

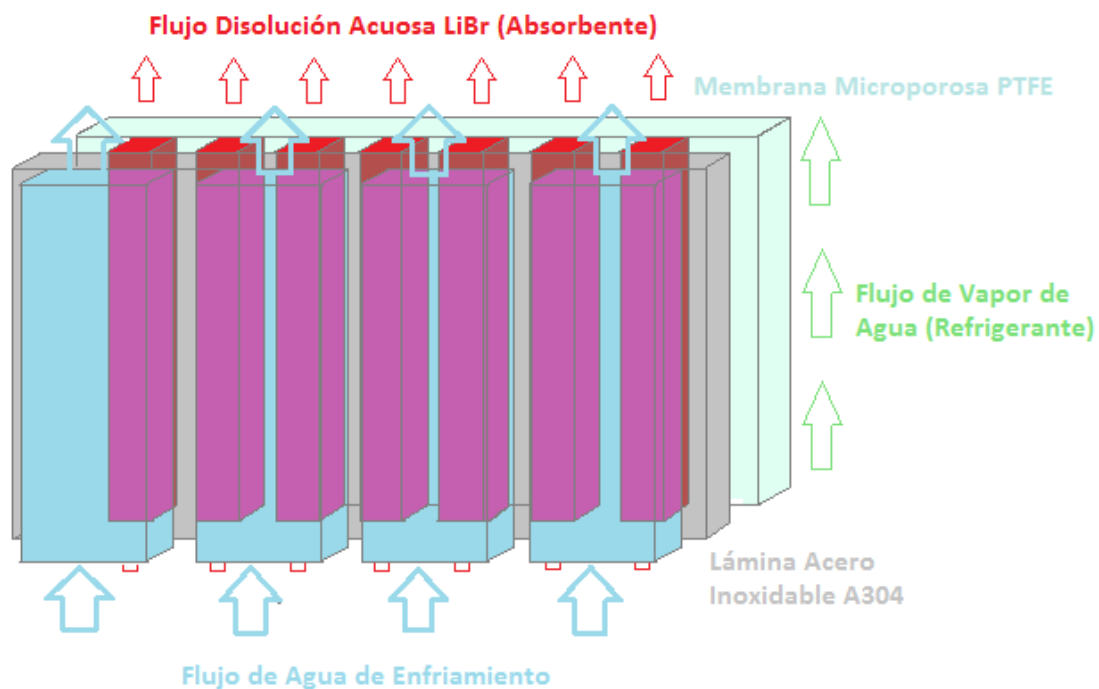


Figura 4.1. Segmento diseño del Absorbedor, con detalle de los materiales, fluidos, configuración y sentido de los fluidos, involucrados en el diseño.

A lo largo del desarrollo de la presente investigación se ha encontrado que la configuración más apropiada con respecto al sentido de los diferentes fluidos que recorren el Absorbedor, es co-flujo, a instancias de lo reflejado en otras investigaciones en las que la configuración expuesta para absorbedores compactos es a contra-corriente, [Ali \(2010\)](#) e [Isfahani et al. \(2013\)](#), en concreto direccionando el flujo de la disolución acuosa LiBr en contracorriente con respecto a los flujos de vapor de agua y de agua de enfriamiento. Para dichas configuraciones era necesario diseñar un absorbedor de una altura mucho mayor que en el caso de la configuración en co-flujo para obtener unas transferencias de masa y calor apropiadas, por lo que se comprometería la compacidad del diseño.

En cuanto a la compacidad del absorbedor, según investigaciones citadas con anterioridad: [Ali \(2010\)](#), [Thorud et al. \(2006\)](#), [Drost \(2005\)](#) e [Isfahani et al. \(2013\)](#). La anchura del canal tiene un impacto fundamental ya que permite que se alcancen mejores ratios de absorción.

En general los parámetros dimensionales de los canales que conforman el absorbedor, tienen un gran impacto sobre el funcionamiento de este, en esta investigación la simulación del modelo se realizará basándose en la investigación realizada por [Isfahani et al. \(2013\)](#), por lo que sus valores son:

Tabla 4.1. Valores dimensiones diferentes canales del absorbedor.

	Longitud	Anchura	Profundidad	Nºcanales
Absorbedor	0,2	0,4		
Canal	0,2	0,0002	0,001	200
Disolución				
Canal Vapor de Agua	0,2	0,02	0,3	1
Canal Agua de enfriamiento	0,2	0,0002	0,0025	100

Las dimensiones de los microcanales tienen un impacto crítico en el funcionamiento del absorbedor como se ha mencionado, por ejemplo, a menor área transversal a la dirección del fluido para los mismos caudales, se obtendrán mayores velocidades con lo que se reduce el espesor de la capa límite. Mientras que el aumento del área de transferencia favorece los procesos de transferencia de masa y calor, por lo que se alcanzan mayores ratios de absorción.

Los parámetros dimensionales también influirán en las propiedades termodinámicas de cada fluido, además de por su impacto sobre magnitudes tales como la velocidad de cada fluido confinado.

Su influencia también es producto del cálculo el diámetro hidráulico y del número de Nusselt en los microcanales, que junto a expresiones empíricas para obtener los coeficientes de conducción de cada fluido dependientes de concentraciones y temperaturas, se emplean para calcular los coeficientes convectivos de cada fluido, que tendrán una gran repercusión debido a las resistencias térmicas que aportan en el proceso de transferencia de calor.

En concreto el número de Nusselt es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción, como se indica en la siguiente expresión:

$$Nu_D = \frac{h \cdot d_h}{k} = \frac{\text{Transferencia de calor por Convección}}{\text{Transferencia de calor por Conducción}} \quad (4.1)$$

En esta investigación en que los canales son de sección rectangular, el diámetro hidráulico (d_h) se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{Área}}{\text{Perímetro}} = \frac{4 \cdot \text{Anchura} \cdot \text{Profundidad}}{2 \cdot (\text{Anchura} + \text{Profundidad})} = \frac{2 \cdot \text{Anchura} \cdot \text{Profundidad}}{\text{Anchura} + \text{Profundidad}} \quad (4.2)$$

En esta investigación se emplean las expresiones experimentales para obtener el número Nusselt en flujos en conductos desarrolladas por [Shah y London \(1978\)](#), las cuales son funciones de AR:

$$AR = \frac{\text{Dimensión menor sección rectangular}}{\text{Dimensión mayor sección rectangular}} \quad (4.3)$$

$$Nu_{Dh,T,fd} = 8.235(1 - 2.042AR + 3.085AR^2 - 2.477AR^3 + 1.058AR^4 - 0.186AR^5) \quad (4.4)$$

La elección de los materiales que servirán como interfases entre los diferentes fluidos que circulan a lo largo del absorbedor, es muy importante. Ya que las propiedades de dichos materiales influirán de manera determinante sobre los procesos de transferencia de masa y de calor que gobiernan el funcionamiento del Absorbedor.



Figura 4.2. Imágenes materiales y formatos de los materiales que se emplean como interfases entre los canales por los que circulan los diferentes fluidos.

En concreto para actuar como interfase entre el vapor de agua (Refrigerante) y la disolución acuosa (Absorbente), en esta investigación se emplean láminas de espesores muy pequeños y de un material microporoso de permeables al vapor e hidrófobos a la disolución acuosa de manera que se favorezca la transferencia de vapor de agua.

También se requiere que dichos materiales sean lo suficientemente resistentes para que tengan una durabilidad apropiada durante el funcionamiento del sistema de refrigeración por absorción y una buena conductividad térmica, además de la capacidad de soportar altas temperaturas.

Por lo que de entre los polímeros hidrófobos más apropiados para esta aplicación, se elige el PTFE (Figura 4.3.), cuyas propiedades y características para esta investigación, se indican en la Tabla 4.2:

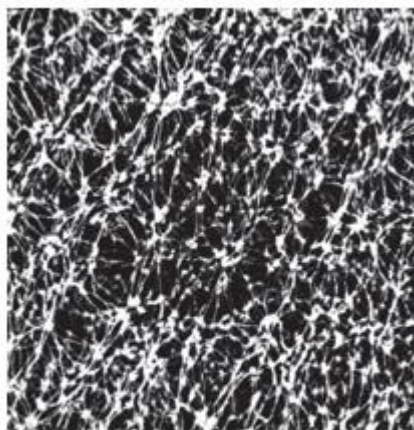


Figura 4.3. Detalle estructura lámina PTFE.

Fuente: www.merck-milipore.com

Tabla 4.2. Características membrana PTFE.

	Espesor (μm)	d_{pm} (μm)	Porosidad (%)	$K_t(\text{W/mK})$	Pto. Fusión ($^{\circ}\text{C}$)	Densidad (kg/m^3)	Resistencia Tracción (MPa)
PTFE	60	1	80	0.25	327	2180	3.15

En cuanto al material que se sitúa como interfase entre los canales de disolución acuosa y los canales por los que discurre el agua de enfriamiento, el principal objetivo que se persigue es que se produzca una rápida cesión de calor de la disolución al agua. El material elegido debe poseer una alta conductividad y debe estar dispuesto en forma de láminas de pequeño grosor, de manera que la resistencia al paso de calor a través de esta interfaz sea lo más pequeña posible. Debido a estas características y al contacto ininterrumpido con agua y disolución acuosa, además de la necesidad de emplear un material con una cierta durabilidad para que soporte el paso de los ciclos a los que será sometida, seleccionamos láminas de Acero Inoxidable A 304, el cual pertenece al grupo de los aceros inoxidable austeníticos. Estos aceros son esencialmente aleaciones ternarias Fe-Cr-Ni que contienen entre un 16 y un 25% de Cr y desde un 7 a un 20% de Ni.

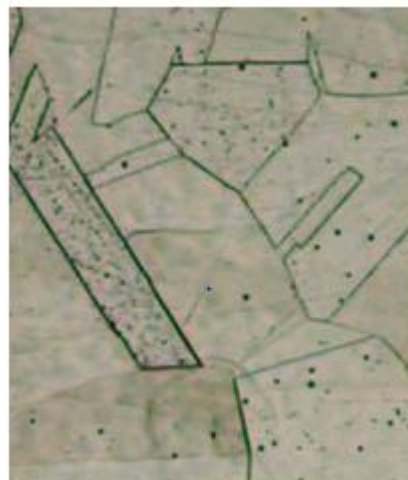


Figura 4.4. Detalle estructura Acero

Austenítico. Fuente: www.upv.es/materiales

Estas aleaciones se denominan austeníticas debido a su estructura c.c.c. Además tienen normalmente mejor resistencia a la corrosión que los aceros ferríticos y martensíticos.

En la Tabla 4.3, se detallan las principales características de las láminas implementadas:

Tabla 4.3. Características lámina metálica acero A 304. Fuente: www.goodfellow.com

	Espesor (μm)	K_t (W/mK)	Pto. Fusión ($^{\circ}\text{C}$)	Densidad (kg/m^3)	Resistencia Tracción (MPa)	Dureza Brinell
Acero A 304	500	16.3	1400-1455	7800	460-1100	160-190

4.3 SISTEMA MATEMÁTICO GENERAL

Para realizar el estudio matemático en el que se basa la simulación de ésta investigación debe hacerse una investigación previa sobre los procesos que dominan el comportamiento del absorbedor, los procesos de transferencia de masa y calor. En concreto el estudio matemático de este componente se concentrará en el estudio de uno de los volúmenes de control discretizados en los que se divide una de las diferentes celdas que componen el absorbedor de longitud dy , como se ilustra en la Figura 4.5.

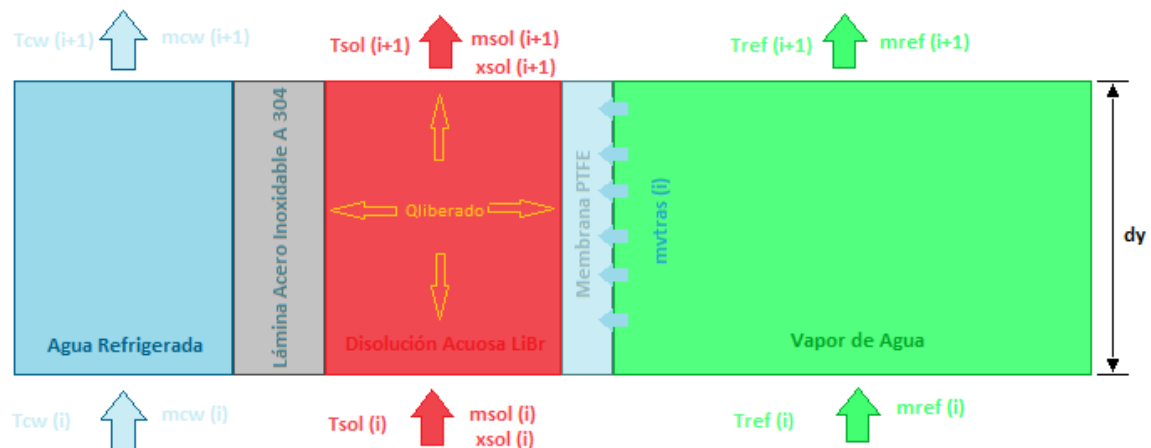


Figura 4.5. Esquema y condiciones de un volumen de control discretizado de una celda del absorbedor.

En cada uno de los volúmenes de control, se realizarán balances de masa y energía que definen el estado (i) de las condiciones del sistema del Absorbedor y permitirá determinar el estado siguiente (i+1). Por el canal central circula el caudal de disolución (\dot{m}_{sol}) con una concentración X_{sol} y a una temperatura T_{sol} , el caudal de vapor de agua que circula por el canal contiguo a un caudal \dot{m}_{ref} a una temperatura T_{ref} , es absorbido por afinidad por la disolución (\dot{m}_{vtrans}) una vez ha atravesado la membrana en la interfase.

El agua de enfriamiento circula a un caudal \dot{m}_{cw} y temperatura T_{cw} , evacuando la mayor parte de calor liberado consecuencia de la absorción de vapor, para mantener la temperatura del caudal de la disolución entre unos límites. Todos los fluidos circulan en co-flujo a través de sus respectivos microcanales.

Para realizar el estudio de la transferencia de masa y calor, asumiremos las siguientes hipótesis:

- 1) El sistema opera en régimen estacionario.
- 2) Las fases líquido y vapor se encuentran en equilibrio en la interfase.
- 3) La transferencia se produce de manera unidimensional.
- 4) El vapor de agua procedente del Evaporador entra en el Absorbedor sobrecalentado.
- 5) La presión del vapor de agua se mantiene constante a lo largo del Absorbedor.
- 6) La absorción ocurre instantáneamente.
- 7) La resistencia a las transferencias de calor y masa de la capa de soporte es despreciable.
- 8) No hay pérdidas ni ganancias de calor de las celdas del absorbedor a los alrededores.
- 9) Ignoramos el efecto de los gases no absorbibles.

4.4 PROCESO DE TRANSFERENCIA DE MASA

Dentro del absorbedor, se produce una transferencia de masa desde el seno del vapor al seno de la disolución por mecanismos de convección másica y difusión molecular. Entre las zonas gaseosa y líquida, existe una interfase, en la que se produce la difusión del vapor de agua hacia la disolución, como se muestra en la Figura 4.6. Se considerará que existe un equilibrio de fases en esta zona.

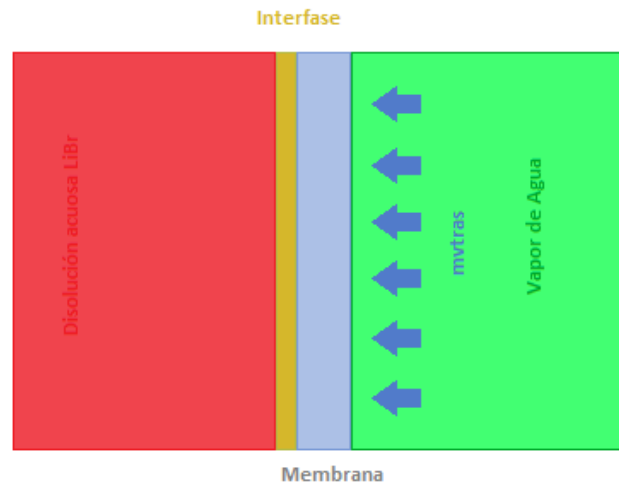


Figura 4.6. Esquema volumen control discretizado para representar el proceso de transferencia de masa.

El principal motor de la transferencia de vapor consiste en la diferencia de presión entre el vapor en su propio canal a la entrada al Absorbedor procedente del Evaporador, y la presión parcial de éste en el conjunto de la disolución acuosa LiBr.

Dicha diferencia de presión obliga al vapor de agua a entrar por los poros de la membrana y pasar a la interfase líquido-vapor hacia la solución. El vapor de agua que cruza se condensa y diluye en la solución.

Encontramos dos resistencias en el proceso de transferencia de masa de vapor de agua, procesos, una es producto de la interfase producto de la difusión del vapor de agua en los poros de la cara de la membrana hacia la disolución, mientras que la otra es la resistencia propia de la membrana. En cuanto a la capa que da soporte mecánico a la membrana ésta no tiene un efecto apreciable sobre la transferencia de vapor.

El proceso de transferencia de masa del flujo de vapor está dominado por las diferentes resistencias al paso de masa, como nos indican las investigaciones de [Martínez y Rodríguez-Maroto \(2007\)](#), y por la diferencia de presión entre el vapor en su propio canal a la entrada al Absorbedor procedente del Evaporador, y la presión parcial de éste en el conjunto de la disolución acuosa LiBr:

$$J = \left(\frac{m_{vtras}}{dA} \right) = K_{ov} (P_v - P_s) \quad (4.5)$$

De la anterior expresión, [Ali \(2010\)](#), m_{vtras} corresponde al flujo másico de vapor de agua que absorbe la disolución a través de la membrana microporosa. De las cuales, P_v es la presión del vapor de agua y P_s es la presión parcial del vapor en la disolución acuosa, la cual calculamos

mediante las correlaciones recogidas en el [ASHRAE \(2005\)](#) que relacionan la presión parcial del vapor en disolución acuosa de LiBr con la temperatura y concentración en LiBr de dicha disolución. Mientras que K_{ov} , es el coeficiente global de transferencia de masa, que es función de los coeficientes de transferencia de masa de la propia membrana y del coeficiente de transferencia de masa de la capa interfase vapor de agua- disolución acuosa respecto al conjunto de la disolución acuosa LiBr, como se describe a continuación:

$$K_{ov} = \left(\frac{1}{K_m} + \frac{P_s^*}{\rho_{H_2O} \cdot K_{int,s,v}} \right)^{-1} \quad (4.6)$$

De dicha expresión, [Ali \(2010\)](#), P_s^* es la presión de saturación del agua correspondiente a la temperatura de la disolución acuosa, cuyo valor se obtiene a través de una correlación recogida en la investigación [Florides et al. \(2003\)](#). ρ_{H_2O} corresponde a la densidad del agua en estado líquido a temperatura expresión recogida en el apartado de las propiedades termodinámicas del agua que recoge un anexo de [Florides et al. \(2003\)](#).

Mientras que K_m y $K_{int,s,v}$, corresponden a los coeficientes de transferencia de masa de la propia membrana y de la capa interfase vapor de agua- disolución acuosa respecto al conjunto de la disolución acuosa LiBr, respectivamente y que pasamos a describir a continuación, [Ali \(2010\)](#):

$$K_m = \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot d_p}{3 \cdot \tau \cdot \delta_{memb}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{H_2O}}{\pi \cdot R \cdot T_m}} \quad (4.7)$$

En donde ε representa la porosidad de la membrana, d_p representa el tamaño medio de poro de la membrana, τ representa la tortuosidad. Generalmente los fabricantes no dan este valor pero para una membrana de estructura con intersticios cercanos con una distribución ordenada, tipo esponja, la expresión a emplear para hallar la tortuosidad expuesta *por Iversen et al. (1997)*:

$$\tau = \frac{(2 - \varepsilon)^2}{\varepsilon} \quad (4.8)$$

T_m es la temperatura media de la membrana y se obtiene como la media de las temperaturas de las paredes de la membrana, $T_m = \frac{T_{m1} + T_{m2}}{2}$. El parámetro M_{H_2O} se corresponde con el peso molecular del agua $18,01528 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{mol}$. Mientras que R es la constante universal de los gases ideales $(8,314472 \frac{Pa \cdot m^3}{mol \cdot K})$.

La expresión del coeficiente de transferencia de masa de la capa interfase vapor de agua- disolución acuosa LiBr se describe de la siguiente forma, [Ali \(2010\)](#):

$$K_{int,s,v} = \frac{0.18 \cdot D_{H_2O-LiBr}}{d_{hs}} \cdot \left(\frac{\rho_s v_s d_{h,s}}{\mu_s} \right)^{0.86} \left(\frac{\mu_s}{\rho_s D_{H_2O-LiBr}} \right)^{0.33} \quad (4.9)$$

Donde ρ_s y μ_s corresponden a la densidad y viscosidad de la disolución acuosa y cuyo valor se obtiene de las correlaciones presentadas en [Florides et al. \(2003\)](#) y v_s se refiere a la velocidad del fluido a lo largo del conducto, que se puede obtener a partir de la siguiente relación:

$$v_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot \text{Área transversal canal}} \quad (4.10)$$

Siendo \dot{m}_s el flujo másico de la disolución de LiBr. d_{hs} es el diámetro hidráulico del canal por el que discurre la solución acuosa, mientras que

$D_{H_2O-LiBr}$ es el coeficiente de difusión del agua en la disolución acuosa de LiBr, este dato experimental se basa en las investigaciones realizadas por [Kashiwagi et al. \(1984\)](#), indicadas en la Figura 4.7.

Finalmente emplearemos un valor constante de dicho coeficiente de $1.54 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ para una concentración en peso de agua del 40% (60% de LiBr) y 36°C de temperatura, ya que la variación de concentración en LiBr de la disolución acuosa es mínima.

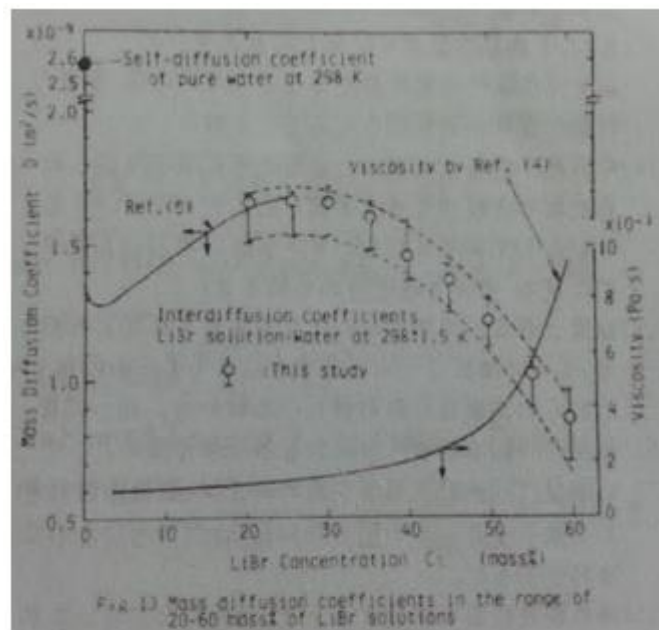


Figura 4.7. Detalle investigación Kashiwagi.

Fuente: Kashiwagi et. al (1984)

4.5 CONSERVACIÓN MASA

Como se observa en la Figura 4.8., el vapor de agua es absorbido a través de la membrana microporosa, por afinidad por la disolución acuosa, “empobreciendo” la disolución acuosa procedente del Generador que absorbe el vapor de agua procedente del Evaporador.

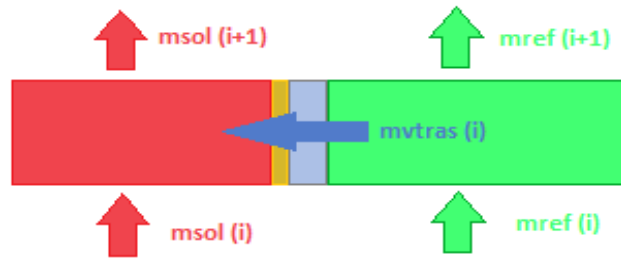


Figura 4.8. Detalle proceso de transferencia de masa.

4.5.1 Balance Masa Volumen de Control Diferencial del Canal Disolución acuosa LiBr (Absorbente)

$$\dot{m}_{sol,out} - \dot{m}_{sol,in} = \dot{m}_{vtrans} = J.dA \quad (4.11)$$

4.5.2 Balance Masa Volumen de Control Diferencial del Canal Vapor de Agua (Refrigerante)

$$\dot{m}_{ref,out} - \dot{m}_{ref,in} = -\dot{m}_{vtrans} = -J.dA \quad (4.12)$$

4.6 PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

4.6.1 Coeficientes de transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor empleados en este estudio, dependen de la naturaleza y el estado de agregación del material a través del cual fluye el calor, pudiendo producirse éste por dos mecanismos diferentes.

En este modelo se emplearán los coeficientes de conductividad de las interfases: Membrana PTFE y Lámina Acero A 304, cuyos valores ya han sido descritos anteriormente. Pero debido al proceso de transferencia de vapor, en concreto la expresión que determina la conductividad térmica de la membrana y que cita en su investigación [Ali \(2010\)](#), incluye la conductividad del material que conforma la membrana y la aportada por el vapor de agua embebido en los poros y es función por lo tanto de la porosidad de ésta, como muestra la siguiente expresión:

$$k_{memb} = k_{ref}.\varepsilon + k_{material}.(1-\varepsilon) \quad (4.13)$$

Los coeficientes convectivos de los diferentes fluidos: Disolución Acuosa (LiBr), Vapor de Agua y Agua de Enfriamiento. Se obtienen a partir del número de Nusselt:

$$Nu_{Dh} = \frac{h.d_h}{k} \quad (4.14)$$

Despejando de dicha expresión los coeficientes convectivos, en función del Número de Nusselt cuyas correlaciones de [Shah y London \(1978\)](#) que se expusieron anteriormente junto a los

diámetros hidráulicos (d_h) de los diferentes canales rectangulares. Y en función de las correlaciones experimentales reflejadas en las investigaciones de Florides et al. (2003) de las que obtenemos los coeficientes conductivos térmicos de la disolución acuosa y del agua de enfriamiento y P.T. Tsilingiris (2007)) de donde obtenemos el coeficiente conductivo del vapor de agua.

Como podemos observar los coeficientes convectivos, dependen de las dimensiones de los canales, las cuales son constantes y de los coeficientes conductivos, cuyas correlaciones experimentales obtenidas de las anteriores investigaciones mencionadas, dependen de las temperaturas de los fluidos y de la concentración en LiBr en el caso del coeficiente de conductividad de la disolución acuosa únicamente.

4.6.2 Coeficientes de Transferencia Global

El calor liberado producto de la absorción de vapor de agua por afinidad por la disolución acuosa LiBr, es cedido a los alrededores, tanto a la interfase de la membrana hacia el vapor de agua ($Q_{\text{transf},\text{sol-ref}}$) como a la interfase metálica hacia el agua de enfriamiento ($Q_{\text{transf},\text{sol-cw}}$) como se observa en la Figura 4.9, ya que ambos fluidos se encuentran a menor temperatura que la disolución acuosa, pero en mayor medida hacia el agua de enfriamiento debido a la naturaleza de los materiales empleados en la interfase y la capacidad de conducción de dicho fluido, esto no es producto de la casualidad sino de la necesidad de evacuar el calor liberado rápidamente de la disolución acuosa para no perjudicar el rendimiento del Absorbedor.

En la Figura 4.9, se representa conforme a lo expuesto con anterioridad, la evolución del flujo de calor procedente de la disolución acuosa como consecuencia de la absorción de vapor de agua procedente del evaporador hacia sus alrededores, y las diferentes resistencias térmicas de cada uno de los materiales y fluidos involucrados en el sistema:

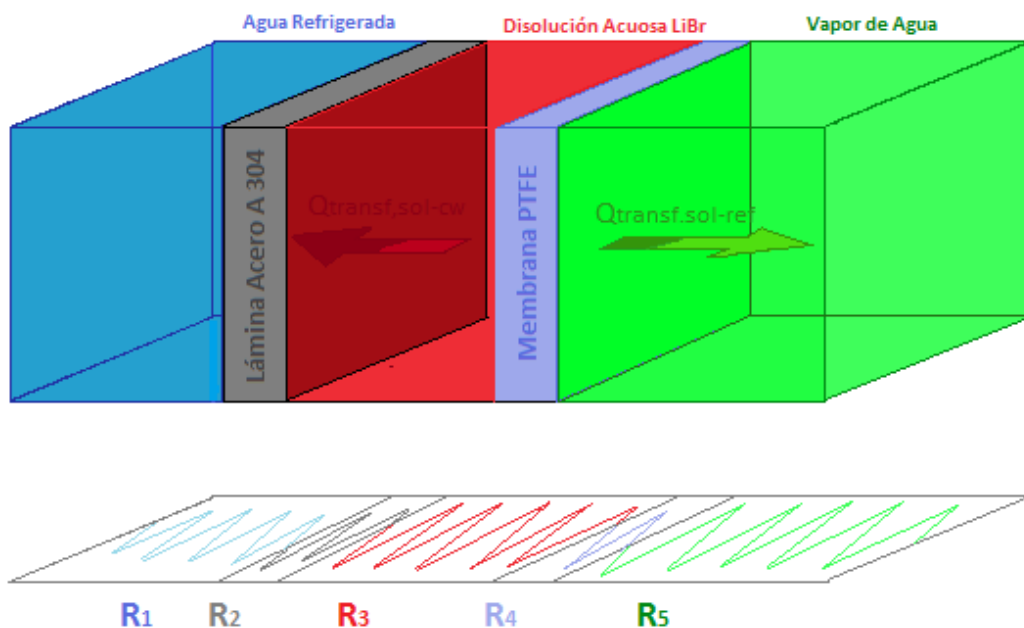


Figura 4.9. Detalle transferencia de calor y resistencias térmicas de la discretización de una celda del absorbedor.

En el cálculo de la ecuación de transferencia de calor deben tenerse en cuenta las resistencias térmicas que existen en el trayecto del flujo de calor. A partir del cálculo de las resistencias de este circuito, se podrá calcular el coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{W}{m^2K}$) de cada flujo de calor. Las diferentes resistencias térmicas que aporta el sistema son:

$$\checkmark \quad R_1 = \frac{1}{h_{cw}} \quad (4.15)$$

$$\checkmark \quad R_2 = \frac{\delta_{met}}{k_{met}} \quad (4.16)$$

$$\checkmark \quad R_3 = \frac{1}{h_{sol}} \quad (4.17)$$

$$\checkmark \quad R_4 = \frac{\delta_{memb}}{k_{memb}} \quad (4.18)$$

$$\checkmark \quad R_5 = \frac{1}{h_{ref}} \quad (4.19)$$

Además del diferencial de área empleado en cada volumen de control discretizado:

$$dA = dy \cdot (\text{profundidad canal disolución}) \quad (4.20)$$

Siendo $dy = \frac{\text{Altura del Absorbedor}}{\text{nº discretizaciones}}$; con estos parámetros junto a las temperaturas de cada canal de fluido, obtendremos las ecuaciones de calor transferido desde la disolución acuosa a sus canales contiguos:

$Q_{transf,sol-ref}$:

$$U_{sol-ref} = (R_3 + R_4 + R_5)^{-1} \quad (4.21)$$

$$Q_{transf,sol-ref} = U_{sol-ref} \cdot dA \cdot (T_{sol} - T_{ref}) \quad (4.22)$$

$Q_{transf,sol-cw}$:

$$U_{sol-cw} = (R_3 + R_2 + R_1)^{-1} \quad (4.23)$$

$$Q_{transf,sol-cw} = U_{sol-cw} \cdot dA \cdot (T_{sol} - T_{ref}) \quad (4.24)$$

4.6.3 Diferentes procesos de transferencia de calor estudiados

Emplearemos diferentes balances energéticos para estudiar la evolución y comportamiento termodinámico a lo largo del Absorbedor en cada uno de los volúmenes discretizados en que está dividido.

4.6.3.1 Balance Energético Global de un Volumen de Control discretizado del Absorbedor

En concreto el proceso de transferencia de calor asociado a la absorción, en un volumen de control diferencial, corresponde al siguiente balance de energía, Ali (2010):

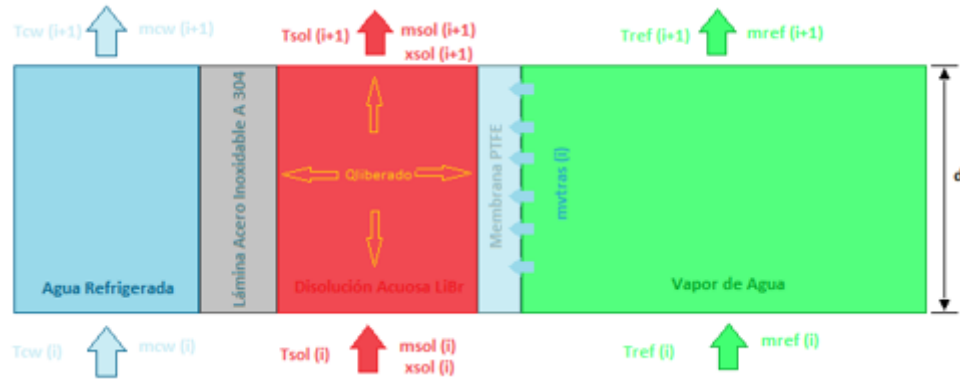


Figura 4.5. Esquema y condiciones de un volumen de control discretizado de una celda del absorbedor.

$$\dot{m}_{vtrans} \cdot i_{abs} = \dot{m}_{s,out} \cdot i_{s,out} - \dot{m}_{s,in} \cdot i_{s,in} + U_{sol-ref} \cdot dA \cdot (T_{sol} - T_{ref}) + U_{sol-cw} \cdot dA \cdot (T_{sol} - T_{ref}) \quad (4.25)$$

$$J \cdot dA \cdot i_{abs} = \dot{m}_{s,out} \cdot i_{s,out} - \dot{m}_{s,in} \cdot i_{s,in} + Q_{transf,sol-ref} + Q_{transf,sol-cw} \quad (4.26)$$

Como se observa el calor procedente de la absorción de calor, se cede a través de las diferentes interfases hacia los fluidos de los alrededores y también parte es absorbida por la propia disolución acuosa, siendo $\dot{m}_{s,out}$ y $\dot{m}_{s,in}$ los caudales másicos de disolución a la salida y entrada del volumen de control estudiado, respectivamente de la misma manera que $i_{s,out}$ y $i_{s,in}$, corresponden a las entalpías de la disolución acuosa a la salida y entrada.

El término i_{abs} , corresponde a la entalpía del vapor de agua absorbida por la disolución acuosa y está formada por:

$$i_{abs} = i_{ref}(T_{ref}) - i_{sol}(X_{sol}, T_{sol}) + i_{dilution}(X_{sol}) \quad (4.27)$$

Donde i_{ref} es la entalpía del vapor de agua que atraviesa la membrana y es calculada a través de la correlación presentada en Florides et al. (2003) El parámetro i_{sol} es la entalpia de la solución acuosa en las condiciones de entrada y también es obtenida mediante una correlación presentada en Florides et al. (2003).

Mientras que $i_{dilution}$ es la entalpía generada por la disolución de agua en la solución de Bromuro de Litio y está calculada basado en los datos recogidos en Kaita (2001), como se recoge en la Figura 4.10:

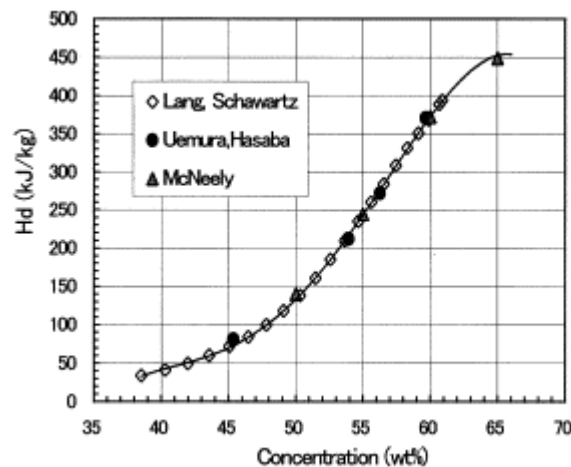


Figura 4.10. Entalpía de disolución del agua en disolución acuosa de LiBr. Fuente: Kaita (2001).

4.6.3.2 Calor Transferido desde la Disolución al Vapor de Agua

En este punto nos servimos del flujo de calor desde la disolución acuosa de LiBr hacia el vapor de agua procedente del Evaporador. Para, conocidos todos los parámetros de esta transferencia de energía, dividir dicho flujo de calor en serie, en diferentes flujos y obtener así las temperaturas de las intercarras de la membrana, cuya media nos sirve para calcular el coeficiente de transferencia de la membrana que empleamos para obtener la transferencia de vapor de agua, en cada volumen de control discretizado. Como observamos en la Figura 4.11., el flujo de calor que se transmite desde la disolución acuosa de LiBr al vapor de agua ($Q_{transf,sol-ref}$) es el mismo y es en serie con los flujos de calor ($Q_{sol-intmemb1}$ y $Q_{intmemb2-ref}$).

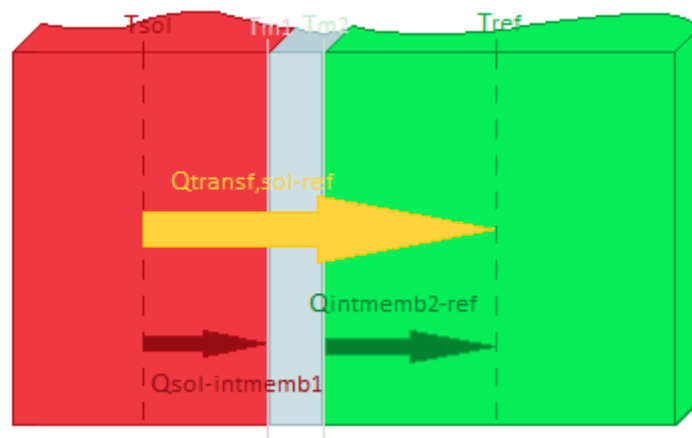


Figura 4.11. Detalle diferentes flujos de calor con origen en la disolución acuosa de LiBr y destino en el vapor de agua.

Por lo tanto podemos igualar los distintos flujos de calor:

$$\checkmark \quad Q_{transf,sol-ref} = U_{sol-ref}.dA.(T_{sol} - T_{ref}) \quad (4.28)$$

$$\checkmark \quad Q_{sol-m1} = h_{sol}.dA.(T_{sol} - T_{m1}) \quad (4.29)$$

$$\checkmark \quad Q_{m2-ref} = h_{ref}.dA.(T_{m2} - T_{ref}) \quad (4.30)$$

Por otro lado a través del estudio del flujo de calor transferido desde la disolución acuosa de LiBr al vapor de agua ($Q_{transf,sol-ref}$), se obtendrá la evolución de cada volumen de control del canal por el que circula el vapor de agua, mediante la siguiente igualdad:

$$Q_{transf,sol-ref} = Q_{abs,ref} \quad (4.28)$$

$$U_{sol-ref}.dA.(T_{sol} - T_{ref}) = \dot{m}_{ref}.(i_{ref,out} - i_{ref,in})$$

4.6.3.3 Calor Transferido desde la Disolución Acuosa al Agua de Enfriamiento

De manera similar al balance de energía anteriormente expuesto, estudiando la principal transferencia de calor que se produce en el Absorbedor, la del calor de la disolución acuosa al agua de enfriamiento ($Q_{transf,sol-cw}$), estudiamos, la evolución de cada volumen de control del canal por el que circula el vapor de agua, mediante la siguiente igualdad:

$$Q_{transf,sol-cw} = Q_{abs,cw} \quad (4.30)$$

$$U_{sol-cw}.dA.(T_{sol} - T_{cw}) = \dot{m}_{cw}.c_{pw}(T_{cw,out} - T_{cw,in})$$

4.7 PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DE LOS FLUIDOS OBTENIDOS MEDIANTE CORRELACIONES

Debido a que en esta investigación la simulación se va a realizar a través del programa MATLAB®, que carece de una biblioteca de propiedades de los distintos fluidos involucrados en el funcionamiento del absorbedor, nos serviremos de correlaciones experimentales para obtener diferentes propiedades de los fluidos necesarias para simular el comportamiento del absorbedor.

4.7.1 Presión parcial del vapor de agua en la disolución acuosa

La siguiente correlación obtenida del [ASHRAE \(2005\)](#), relaciona la presión parcial del vapor disuelto en la disolución acuosa, en función de la temperatura y concentración en LiBr de ésta y tiene una validez entre los siguientes intervalos:

$$-15 < T_{sol} < 110^{\circ}\text{C} \text{ y } 45 < X_{sol} < 70\%$$

$$t' = (T_{sol} - \sum_0^3 B_n \cdot X_{sol}^n) / \sum_0^3 A_n \cdot X_{sol}^n \quad (4.31)$$

$$T' = t' + 273 \quad (4.36)$$

$$\log P = C + D/T' + E/T'^2 \quad (4.37)$$

Siendo los valores de los determinados coeficientes: $A_0 = -2.00755$, $A_1 = 0.16976$, $A_2 = -0.003133362$, $A_3 = 0.0000197668$, $B_0 = 0.0000197668$, $B_1 = -7.71649$, $B_2 = 0.152286$, $B_3 = -0.00079509$, $C = 7.05$, $D = -1596.49$, $E = -104095.5$.

4.7.2 Presión de saturación del agua correspondiente a la temperatura de la disolución acuosa

La siguiente expresión recogida en un anexo de la investigación del [Florides et al. \(2003\)](#), recoge la correlación que permite determinar la presión de saturación del agua en función de la temperatura del disolución acuosa, el resultado de la expresión da el valor de la presión en kPa:

$$P = 0.000000000002T^6 - 0.0000000003T^5 + 0.0000002T^4 + 0.00003T^3 + 0.0014T^2 + 0.0444T + 0.6108 \quad (4.32)$$

4.7.3. Densidad del Agua

Esta expresión recogida en el anexo del [Florides et al. \(2003\)](#) define el valor de la densidad del agua en función de su temperatura en grados Celsius, obteniéndose su valor en kg/m³.

$$\rho = 0.000015451T^3 - 0.0059003T^2 - 0.019075T + 1002 \quad (4.33)$$

4.7.4. Densidad de la disolución acuosa

Esta expresión recogida también en el anexo del [Florides et al. \(2003\)](#) define el valor de la densidad de la disolución acuosa en función de su temperatura en grados Celsius y concentración en tanto por uno, obteniéndose su valor en kg/m³, esta correlación tiene validez entre los siguientes valores de temperatura y concentración:

$$0 < T_{sol} < 200^\circ\text{C} \text{ y } 20 < X_{sol} < 60\%$$

$$\rho = 1145.36 + 470.84X_{sol} + 1374.79 X_{sol}^2 - (0.333393 + 0.571749 X_{sol}) \cdot (273 + T_{sol}) \quad (4.34)$$

4.7.5. Viscosidad de la disolución acuosa

Esta expresión recogida también en el anexo del [Florides et al. \(2003\)](#) define el valor de la viscosidad absoluta de la disolución acuosa en función de su temperatura en grados Kelvin y concentración en tanto por cien, obteniéndose su valor en m²/s, esta correlación tiene validez entre el siguiente intervalo concentración:

$$45 < X_{sol} < 65\%$$

$$\mu = e^{B/1000} \quad (4.35)$$

$$B = A_1 + A_2/T_{sol} + A_3 \ln(T_{sol})$$

En donde los coeficientes tienen los siguientes valores:

$$A_1 = -494.122 + 16.3967 X_{sol} - 0.14511 X_{sol}^2$$

$$A_2 = 28606.4 + 934.568 X_{sol} - 8.52755 X_{sol}^2$$

$$A_3 = 70.3848 + 2.35014 X_{sol} - 0.0207809 X_{sol}^2$$

4.7.6. Coeficiente de conductividad térmica de la disolución acuosa

Este parámetro recogido en el anexo del [Florides et al. \(2003\)](#) refleja el valor del coeficiente de conductividad térmica en función de la temperatura y la concentración de la disolución, tiene diferentes expresiones dependiendo del valor de la temperatura del fluido (en grados Celsius), de manera que:

Para temperaturas superiores o iguales a 40 °C:

$$K_{sol} = k_1 + d_{12} \quad (4.36)$$

$$d_{12} = (k_2 - k_1) \cdot \frac{(T_{sol} - 40)}{20};$$

$$k_1 = 0.62979 - 0.3081 X_{sol};$$

$$k_2 = 0.65388 - 0.3191795 X_{sol};$$

Mientras que para temperaturas menores a 40 °C:

$$K_{sol} = k_1 + d_{13} \quad (4.37)$$

$$d_{13} = (k_3 - k_1) \cdot \frac{(40 - T_{sol})}{20};$$

$$k_1 = 0.62979 - 0.3081 X_{sol};$$

$$k_3 = 0.59821 - 0.291897 X_{sol};$$

4.7.7. Coeficiente de conductividad térmica del vapor de agua

El valor del coeficiente de conductividad térmica de este fluido se obtiene de [P.T.Tsilingiris \(2007\)](#), el cual en función de la temperatura, en grados Celsius, da los valores de dicha conductividad en W/mK:

$$K_{ref} = 0.001 \cdot (17.61758242 + 0.0558941059 \cdot T_{ref} + 0.000166333663 \cdot T_{ref}^2) \quad (4.38)$$

4.7.8. Coeficiente de conductividad térmica del agua de enfriamiento

El valor del coeficiente de conductividad térmica de este fluido se obtiene del [Florides et al. \(2003\)](#), el cual en función de la temperatura, en grados Celsius, da los valores de dicho conductor en W/mK:

$$K_{cw} = 0.55019 + 0.0027103175 \cdot T_{cw} - 0.00002671875 \cdot T_{cw}^2 + 0.00000018923611 \cdot T_{cw}^3 - 0.00000000651044167 \cdot T_{cw}^4 \quad (4.39)$$

4.7.9. Entalpía disolución acuosa

Esta correlación obtenida a partir del Anexo del [Florides et al. \(2003\)](#), refleja el valor de la entalpía en función de la concentración en LiBr y la temperatura (en grados Celsius) de la disolución acuosa, válida para un intervalo de concentración de $40 < X_{sol} < 70\%$. La expresión que se expone a continuación da el valor de la entalpía de la disolución acuosa en (kJ/kg):

$$i_{sol} = \sum_0^4 A_n \cdot X_{sol}^n + T_{sol} \cdot \sum_0^4 B_n \cdot X_{sol}^n + T_{sol}^2 \quad (4.40)$$

Siendo los coeficientes que componen dicha expresión $A_0=-2024.33$, $A_1=163.309$, $A_2=4.88161$, $A_3=0.06302948$, $A_4=-0.0002913704$, $B_0= 18.2829$, $B_1= -1.1691757$, $B_2= 0.03248041$, $B_3=-0.0004034184$, $B_4= 0.0000018520569$, $C_0= -0.037008214$, $C_1= 0.0028877666$, $C_2= -0.000081313015$, $C_3=0.00000099116628$, $C_4= -0.0000000044441207$.

4.7.10. Entalpía vapor de agua

Esta correlación obtenida a partir del Anexo del [Florides et al. \(2003\)](#), refleja el valor de la entalpía en función de la temperatura (en grados Celsius) del vapor de agua, la expresión que se expone a continuación da el valor de la entalpía del vapor de agua en (kJ/kg):

$$i_{ref} = ((H_{SH2} - H_{SH1})/100) \cdot T + H_{SH1} \quad (4.41)$$

Siendo el coeficiente $T = T_{actual} - T_{ref}$, siendo T_{actual} la temperatura del vapor de agua en el momento dado y T_{ref} la temperatura de vapor saturado correspondiente a la presión de entrada del vapor. Mientras que los coeficientes H_{SH} 's, resultan de la siguiente expresión;

$$H_{SH1} = 32.508 \ln(P) + 2513.2;$$

$$H_{SH2} = 0.00001P^2 - 0.1193P + 2689;$$

Siendo P , la presión del vapor en kPa.

4.7.11. Calor específico a presión constante del agua de enfriamiento

La correlación obtenida a partir del Anexo del [Florides et al. \(2003\)](#), refleja el valor de la entalpía del agua de enfriamiento en función de la temperatura (en grados Celsius), dicha expresión se expone a continuación y refleja valor del calor específico del agua refrigerada en (J/kg.K):

$$C_{p,cw} = 0.000003216145833T^4 - 0.000798668982T^3 + 0.0780295139T^2 - 3.0481614T + 4217.7377 \quad (4.42)$$

CAPÍTULO 5. IMPLEMENTACIÓN, ESTRUCTURA DE LA PROGRAMACIÓN Y CASOS A ESTUDIAR

5.1 INTRODUCCIÓN

La simulación y modelización del comportamiento del Absorbedor se realiza en base al modelo matemático descrito en el capítulo anterior. Mediante la variación de diversos parámetros tales como: Condiciones de operación, parámetros dimensionales...etc, se desarrolla un conocimiento más profundo del funcionamiento de estos componentes y cuáles son las alternativas más interesantes y plausibles para obtener el diseño más adecuado y que mejor se ajuste a los intereses de la actual investigación. Es necesario emplear un programa informático que nos provea del entorno adecuado para realizar dichas investigaciones.

En este capítulo se realiza una explicación sobre el tratamiento del problema desde el punto de vista de la programación. Dicho estudio sirve como soporte para futuros estudios e investigaciones y para el desarrollo de una instalación experimental, por lo que los datos introducidos en esta simulación deben ser iguales o próximos a las condiciones de operación de la instalación con el objetivo de representar de la manera más fidedigna posible el comportamiento del Absorbedor en la realidad, por lo que nos basamos en los datos de la investigación experimental realizada por [Isafhani et al. \(2013\)](#). Estos valores deben ser por lo tanto coherentes con las dimensiones, materiales y especificaciones de los mismos y con sus condiciones de operación. Para comprobar que se ha realizado un estudio matemático coherente y se ha implementado de manera correcta, en la programación han de analizarse los resultados obtenidos y aunque no pueden validarse con ninguna investigación ya que no existe ninguna similar actualmente, estudiaremos a grandes rasgos el comportamiento del Absorbedor comparándolo con el comportamiento de absorbedores de características similares. Cuando se realiza una simulación como la presente es importante tener un conocimiento teórico y acceso a investigaciones similares, para poder comparar los resultados de dicha simulación y tener la certeza de que su desarrollo y fundamentos son correctos. Paralelamente a la simulación y modelización del Absorbedor se realizará un estudio de la eficiencia de la programación.

5.2 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

La implementación del modelo se realiza a través de la plataforma MATLAB®. Este programa es un software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con lenguaje de programación propio (lenguaje M). MATLAB® permite realizar implementación de algoritmos mediante la manipulación de matrices. La elección de este programa está sujeta a varios factores: La capacidad de cálculo, la posibilidad de detectar errores locales de forma separada al conjunto de la programación y la versatilidad a la hora de realizar representaciones gráficas de los datos. MATLAB® podría no ser el programa más efectivo para este tipo de cálculos, por estar destinado a la resolución de matrices, así como su carencia de una librería de datos sobre propiedades

termofísicas de los fluidos. Ha sido seleccionado por el autor por su familiaridad con él y sobre todo, por las ventajas relativas a la facilidad de tratamiento de volúmenes grandes de datos que se van a tener que tratar.

5.3 IMPLEMENTACIÓN

Se desarrolló la simulación del comportamiento del Absorbedor tomando el mismo sentido para los diferentes fluidos que circulan por su interior, es decir configuración co-flujo. Una vez determinada la configuración del Absorbedor, se realizó un análisis de las diferentes incógnitas de las que dependían los diferentes procesos involucrados en el funcionamiento global de dicho componente. En función de éstas y para hallarlas se desarrolla un sistema de Balances de Energía y Balances de masa, basados en los principios de conservación de masa, energía y en las hipótesis que son tomadas como base en el desarrollo de la simulación del sistema. Finalmente se llega a un sistema lineal dependiente, para hallar las diferentes incógnitas del sistema, por lo que no hace falta realizar suposiciones ni iteraciones, ni ninguna rutina especial.

La única rutina que se programará está asociada al número de subdivisiones (discretizaciones), en las que “segmentamos” al Absorbedor. En esta investigación se ha realizado un número de 100 discretizaciones ($n=100$).

A continuación se representan en orden la secuencia de pasos realizados en la programación para estudiar el comportamiento del Absorbedor:

1-Inicialización de los Parámetros de Entrada

Dividiremos estos parámetros entre aquellos que son constantes y aquellos otros que son variables a lo largo del Absorbedor, como se indica en las Tablas 5.1 y 5.2, respectivamente:

PARÁMETROS DE ENTRADA CONSTANTES:

Tabla 5.1. Parámetros de entrada constantes.

PARÁMETROS	NOMENCLATURA
Anchura canal Disolución (m)	$espsol$
Anchura canal Refrigerante (m)	$espref$
Anchura canal Agua de enfriamiento (m)	$espcw$
Profundidad canal disolución (m)	$wchsol$
Profundidad canal refrigerante (m)	$wchref$
Profundidad canal Agua de enfriamiento (m)	$wchcw$
Longitud canal Disolución (m)	$hchsol$
Longitud canal Refrigerante (m)	$hschref$
Longitud canal Agua de enfriamiento (m)	$hchcw$
Número canales Disolución	n_chsol
Número canales Refrigerante	n_chref
Número canales Agua de enfriamiento	n_chcw
Número de Discretizaciones	n
Longitud Discretización (m)	$dy = hchsol/n$;
Área Discretización(m^2) (*)	$dA = dz \cdot wchsol$

Espesor Membrana (m)	$espmemb$
Conductividad PTFE (W/mK)	kmb
Porosidad de la Membrana PTFE (%)	por
Tortuosidad de la Membrana de PTFE	$tort=(2-por)^2/por;$
Diámetro medio de poro de la membrana(m)	dpm
Espesor Lámina Metálica (m)	$espmet$
Conductividad Lámina Metálica (W/mK)	$kmet$
Flujo Másico Agua de enfriamiento, Global (kg/s)	\dot{M}_{cw}
Flujo Másico Agua de enfriamiento, Canal (kg/s)	$\dot{m}_{cw} = \dot{M}_{cw}/n_{chcw};$
Coeficiente de difusión del Agua en una disolución acuosa de LiBr (m^2/s)	$Dh2olibr$
Peso Molecular H_2O (kg/mol)	$Mh2o$
Constante de los Gases Ideales ($Pam^3/molK$)	R

PARÁMETROS DE ENTRADA VARIABLES:

Tabla 5.2. Parámetros de entrada variables.

PARÁMETROS	NOMENCLATURA
Flujo Másico Disolución, Global (kg/s)	\dot{M}_{sol}
Flujo Másico Disolución, Canal (kg/s)	$\dot{m}_{sol} = \dot{M}_{sol}/n_{chsol};$
Flujo Másico Refrigerante, Global (kg/s)	\dot{M}_{ref}
Flujo Másico Refrigerante, Canal (kg/s)	$\dot{m}_{ref} = \dot{M}_{ref}/n_{chref};$
Concentración en LiBr de la Disolución	X_{sol}
Temperatura Disolución ($^{\circ}C$)	T_{sol}
Temperatura Refrigerante ($^{\circ}C$)	T_{ref}
Temperatura Agua de enfriamiento ($^{\circ}C$)	T_{cw}
Presión Vapor de Agua (Pa)	P_v

2-Estudio Proceso de Transferencia de calor Disolución Acuosa-Refrigerante, para calcular Temperaturas de las intercaras de la Membrana

En este paso se realizan dos balances energéticos con el objetivo de despejar las temperaturas de las dos superficies de la membrana ($T_{m1(i)}$ y $T_{m2(i)}$), con las que calcular la temperatura media que emplearemos en calcular el coeficiente de transferencia de masa de la membrana (*Paso 3*).

Mediante la igualdad expuesta en el apartado **“B) Calor Transferido desde la Disolución al Vapor de Agua”** del capítulo anterior, en concreto la ecuación (4.29) hallamos la temperatura de la interfase *Disolución Acuosa-Membrana*:

$$Q_{transf,sol-ref(i)} = Q_{sol-m1(i)} \quad (4.29)$$



$$Usol-ref(i).dA.[Tsol(i) - Tref(i)] = hsol(i).dA(i).[Tsol(i) - Tm1(i)] ;$$

$$Tm1(i) = Tsol(i) - \frac{Usol-ref(i).[Tsol(i) - Tref(i)]}{hsol(i)} \quad (5.1)$$

De la misma forma que en el caso de la temperatura de "**Tm1**", nos servimos de otro balance energético expuesto en el mismo apartado (4.31), para calcular la temperatura de la interfase *Membrana-Refrigerante*:

$$Qtransf,sol-ref(i) = Qm2-ref(i) \quad (4.31)$$

$$Usol-ref(i).dA.[Tsol(i) - Tref(i)] = href(i).dA(i).[Tm2(i) - Tref(i)]$$

$$Tm2(i) = Tref(i) - \frac{Usol-ref(i).[Tsol(i) - Tref(i)]}{href(i)} \quad (5.2)$$

Con estas dos temperatura obtenemos la temperatura media de la membrana:

$Tm(i) = \frac{Tm1(i) + Tm2(i)}{2}$. Que emplearemos en el siguiente paso para obtener el coeficiente de transferencia de masa con el que junto a otros parámetros obtendremos la masa de vapor transferida en cada volumen de control (i).

3- Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Masa Global

El coeficiente de Transferencia de Masa Global está formado por dos componentes los coeficientes de transferencia de masa de la interfase capa equilibrio vapor de agua-disolución y el conjunto de la disolución; y el coeficiente de transferencia de masa del material de la membrana, dependientes estas de las temperaturas de la disolución y de la temperatura media de la membrana en el estado (i). Y cuyos valores se presentan a continuación y respectivamente:

$$Kintsv(i) = \frac{0.18.D_{h20libre}}{d_{hsol}} \cdot \left(\frac{\rho_{sol(i)}v_{sol(i)}d_{h,sol}}{\mu_{sol(i)}} \right)^{0.86} \left(\frac{\mu_{sol(i)}}{\rho_{sol(i)}D_{h20libr}} \right)^{0.33} \quad (5.3)$$

$$Km(i) = \frac{2.por.dpm}{3.tort.espmemb} \cdot \sqrt{\frac{2.M_{h20}}{\pi.R.Tm(i)}} \quad (5.4)$$

Siendo la expresión del Coeficiente Global de Transferencia de Masa de Vapor, el siguiente:

$$Kov(i) = \left(\frac{1}{Km(i)} + \frac{P_s^*(i)}{\rho_{H_2O(i)}.Kintsv(i)} \right)^{-1} \quad (5.4)$$

4-Cálculo de la Masa de Vapor Transferida

La masa de vapor transferida es función del coeficiente de transferencia de masa global y de la diferencia de presión entre el vapor ($Pv(i)$) y la parcial de vapor en la solución acuosa ($Ps(i)$), funciones respectivamente de las temperaturas del vapor de agua ($Tref(i)$) y de la disolución acuosa ($Tsol(i)$):

$$J(i) = \left(\frac{\dot{m}_{vtrans}(i)}{dA} \right) = Kov(i) \cdot [Pv(i) - Ps(i)] \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_{vtrans}(i) = dA \cdot Kov(i) \cdot [Pv(i) - Ps(i)] \quad (5.6)$$

Las presiones del vapor serán calculadas, en caso de la del vapor suponiendo que este fluido es un gas ideal, debido a su baja presión y obtendremos el valor de la presión parcial del vapor en el conjunto de la Disolución Acuosa de LiBr a partir de la correlación del [ASHRAE \(2005\)](#), la cual es función de la temperatura de la disolución en el estado (i).

5-Balances de masa y variación de la concentración de la disolución

Mediante Balances de masa globales en los volúmenes de control de los canales de disolución acuosa de LiBr y de los canales del vapor de agua, calculamos la evolución de dichos flujos másicos:

$$\dot{m}_{sol}(i+1) = \dot{m}_{sol}(i) + \dot{m}_{vtrans}(i) \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_{ref}(i+1) = \dot{m}_{ref}(i) - \dot{m}_{vtrans}(i) \quad (5.8)$$

Conocida la concentración inicial de LiBr en la disolución y el flujo másico inicial debido a la propia expresión de la concentración:

$$X_{sol} = \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{LiBr}} = \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\dot{m}_{sol}} \quad (5.9)$$

Conocemos la cantidad de dicha sal, constante que hay en dicho momento de funcionamiento en el Absorbedor, ya que suponemos que no se producen pérdidas de ésta. En función de dicha cantidad, $(\dot{m}_{LiBr} = X_{sol}(inicial) \cdot \dot{m}_{sol}(inicial))$ calcularemos la concentración según se vaya absorbiendo vapor de agua en la disolución acuosa a través de la membrana.

$$X_{sol}(i+1) = \frac{\dot{m}_{LiBr}}{\dot{m}_{sol}(i+1)} \quad (5.9)$$

6-Balance Global de Energía en un Volumen de Control del Disolución Acuosa LiBr para estudiar la evolución de su temperatura

A partir del balance energético mostrado en la ecuación (4.25) del capítulo anterior se estudia cómo evoluciona un volumen de control del canal de disolución, absorbiendo el calor procedente del vapor absorbido y aumentando su propia temperatura, además de cediendo calor a sus alrededores:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vtrans}(i) \cdot i_{abs}(i) &= \dot{m}_{sol}(i+1) \cdot i_{sol}(i+1) - \dot{m}_{sol}(i) \cdot i_{sol}(i) + U_{sol-ref}(i) \cdot dA \cdot [T_{sol}(i) - T_{ref}(i)] + \\ &+ U_{sol-cw}(i) \cdot dA \cdot [T_{sol}(i) - T_{cw}(i)] \end{aligned} \quad (5.10)$$

De esta expresión se despeja la entalpía de la disolución (i+1), ya que el valor de $\dot{m}_{sol}(i+1)$ es conocido, como ya se expuso en el *paso 5*. Este flujo másico, junto al resto de parámetros del estado (i), involucrados en las ecuaciones, facilitan la tarea de despejar la entalpía de la disolución en el estado (i+1). La correlación experimental extraída de [Florides et al. \(2003\)](#) es función tanto de temperatura de la disolución como de la concentración, por lo que conocida la concentración del estado (i+1), $X_{sol}(i+1)$, puede despejarse de dicha correlación la temperatura del estado (i+1), es decir $T_{sol}(i+1)$.

7-Balance de Energía en un Volumen de Control del Agua de enfriamiento para estudiar la evolución de su temperatura

A partir de otro balance energético expuesto en la ecuación (4.30) del capítulo anterior, se analizará la transferencia de calor desde la disolución acuosa al Agua de enfriamiento, calculándose la evolución del comportamiento de un volumen de control discretizado del canal de Agua de enfriamiento y agilizándose mediante lenguaje matemático, a través de la ecuación que a continuación se presenta, se calcula la Temperatura del Agua en el estado (i+1):

$$U_{sol-cw}(i).dA.[T_{sol}(i) - T_{cw}(i)] = \dot{m}_{cw}(i).cpw(i).[T_{cw}(i+1) - T_{cw}(i)] \quad (5.11)$$

$$T_{cw}(i+1) = T_{cw}(i) + \frac{U_{sol-cw}(i).dA.[T_{sol}(i) - T_{cw}(i)]}{\dot{m}_{cw}(i).cpw(i)} ;$$

8-Balance de Energía en un Volumen de Control del Vapor de Agua para estudiar la evolución de su temperatura

A partir de otro balance energético expuesto en la ecuación (4.28) del capítulo anterior, es analizada la transferencia de calor desde la disolución acuosa al Vapor de Agua, la simplificación de este balance energético en forma de ecuaciones permite comprender la evolución del comportamiento de un volumen de control discretizado del canal de Agua de enfriamiento, obteniéndose la entalpía del Vapor de Agua en el estado (i+1), ya que los demás parámetros involucrados en la ecuación, incluyendo el flujo másico del vapor de agua en estado (i+1), son conocidos.

El valor de la entalpía del vapor de agua es obtenido en la investigación de [Florides et al. \(2003\)](#) y es función únicamente de la temperatura de ésta, como se observa en la siguiente expresión:

$$U_{sol-ref}(i).dA.[T_{sol}(i) - T_{ref}(i)] = \dot{m}_{ref}(i+1).iref(i+1) - \dot{m}_{ref}(i).iref(i) \quad (5.12)$$

9- Conversión valores estado (i+1) en estado (i) y vuelta al Paso 2, cierre del Bucle

Finalmente todos los parámetros del estado (i+1) de la discretización k , pasarán debido a continuidad a ser los parámetros del estado (i) de la discretización $k+1$, volviéndose al *Paso 2* y repitiéndose dicha secuencia de pasos hasta el actual, n veces, hasta muestrear el Absorbedor al completo.

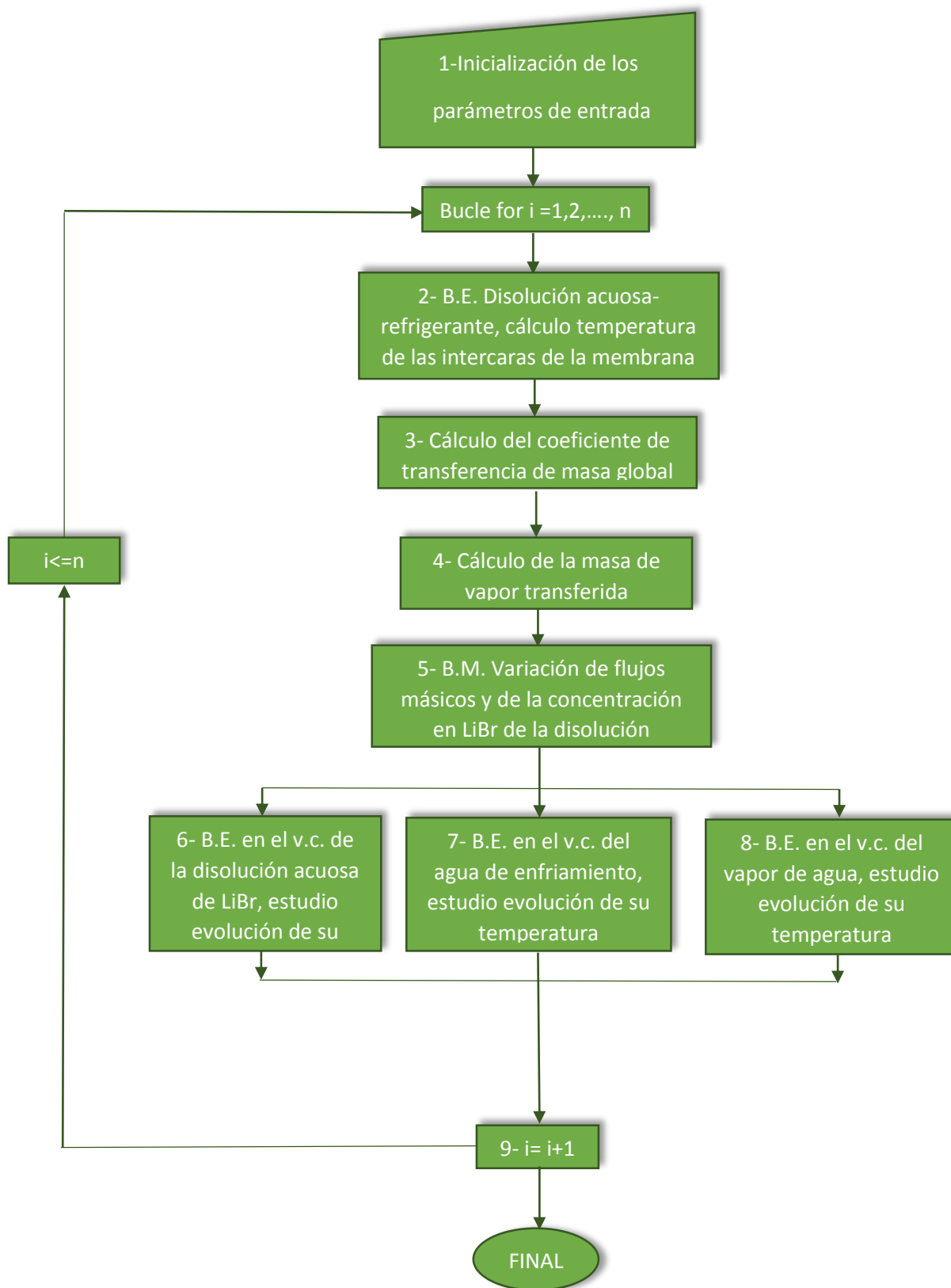


Figura 5.1. Diagrama de Flujo de la programación.

5.4 EFICIENCIA ALGORITMO

Para contrastar la eficiencia del Algoritmo empleado en la realización de los cálculos necesarios para determinar el comportamiento del Absorbedor, se realiza un estudio de los tiempos de ejecución de éste variando el número de discretizaciones realizadas, Figura 5.2. En concreto hay que tener en cuenta que hace falta mucho espacio en memoria para almacenar los valores de las diferentes constantes que emplearemos en las sucesivas correlaciones y de las diferentes condiciones, para realizar asignaciones a lo largo del algoritmo. Otro factor determinante con un impacto mucho más importante sobre los ciclos de ejecución del algoritmo, consiste en que la programación se sustenta sobre un sistema de ecuaciones lineal determinado, por lo que pese a que el despeje de las incógnitas debido a las diferentes correlaciones acentuarán el paso del tiempo de cálculo, la no necesidad de implementar rutinas añadidas para mediante iteraciones aproximar valores, dado que la configuración del modelo es en co-flujo, agiliza la ejecución del algoritmo.

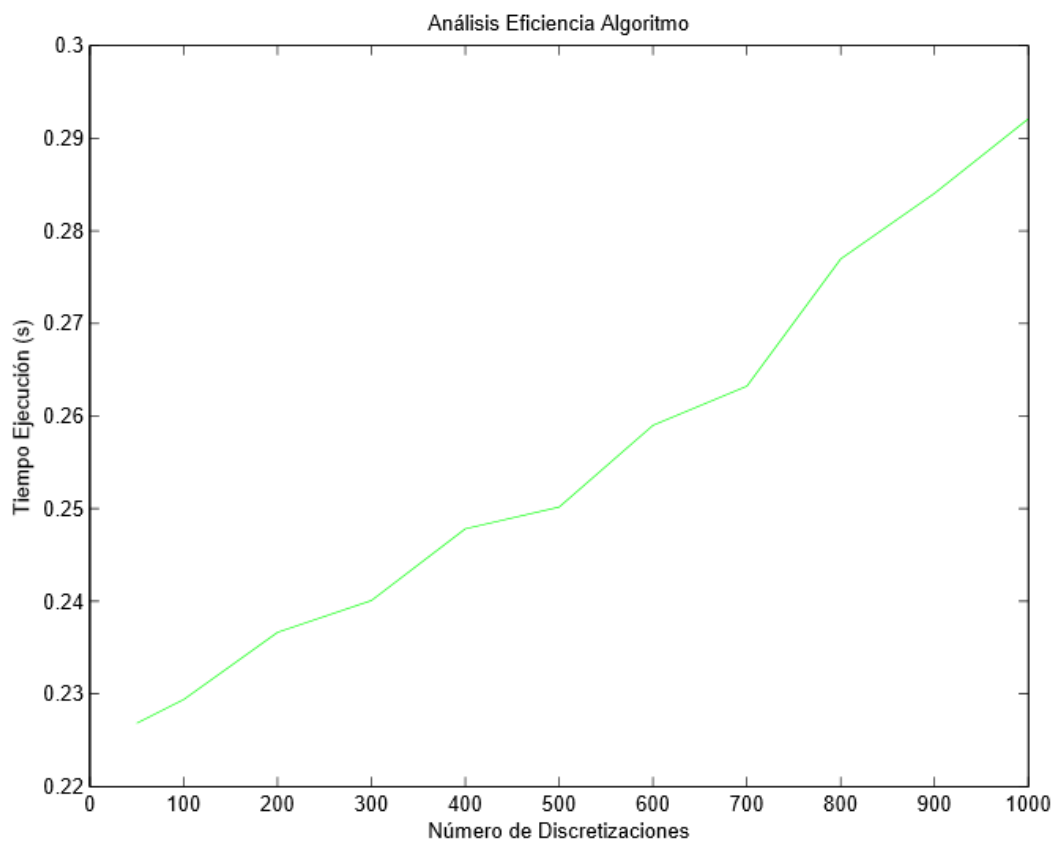


Figura 5.2. Evaluación Eficiencia Algoritmo.

Como se observa en la Figura 5.2., la evolución del tiempo de ejecución con respecto al número de discretizaciones es prácticamente lineal, registrándose tiempos de ejecución del orden de décimas de segundo, lo que viene a confirmar la sencillez y claridad del modelo, pese a la gran cantidad de vectores y valores definidos para realizar los cálculos y reflejar las evoluciones de diferentes parámetros a estudiar en el proyecto. Dados los tiempos de ejecución y conocidas las dimensiones del Absorbedor, en este modelo se ejecutará una simulación correspondiente a 100

discretizaciones, dando prioridad a la velocidad de ejecución, sin perjudicar a la precisión de la simulación.

5.5 DATOS DE ENTRADA

Para los datos de entrada se han empleado las condiciones de operación y dimensiones implementadas en la investigación experimental de [Isfahani et al. \(2013\)](#). Dado que la finalidad de esta investigación es estudiar los parámetros más influyentes en el diseño de un Absorbedor de las características descritas en lo que denominaremos **“CONFIGURACIÓN BASE”**, se irán variando ciertos parámetros de interés. En la Tabla 5.3 se muestran los valores de los principales parámetros empleados en dicha configuración.

Tabla 5.3. Valores parámetros de entrada configuración base.

PARÁMETROS	VALOR
Anchura canal Disolución (m)	0.0002
Anchura canal Refrigerante (m)	0.2
Anchura canal Agua de enfriamiento (m)	0.0002
Profundidad canal disolución (m)	0.001
Profundidad canal refrigerante (m)	0.3
Profundidad canal Agua de enfriamiento (m)	0.0025
Longitud canal Disolución (m)	0.2
Longitud canal Refrigerante (m)	-
Longitud canal Agua de enfriamiento (m)	-
Número canales Disolución	200
Número canales Refrigerante	1
Número canales Agua de enfriamiento	100
Número de Discretizaciones	100
Espesor Membrana (μm)	60
Conductividad PTFE (W/mK)	0.22
Porosidad de la Membrana PTFE (%)	80
Diámetro medio de poro de la membrana(μm)	1
Espesor Lámina Metálica (μm)	500
Conductividad Lámina Metálica (W/mK)	16.3
Flujo Másico Disolución, Canal (kg/s)	0.005/200
Flujo Másico Refrigerante, Canal (kg/s)	0.005
Flujo Másico Agua de enfriamiento, Canal (kg/s)	0.005/100
Concentración en LiBr de la Disolución	0.6
Presión de vapor (Pa)	1370

5.6 PRESENTACIÓN ESTUDIOS REALIZADOS

1^{er} ESTUDIO: Influencia de la longitud del Absorbedor

Se realiza una exposición del impacto en la variación de la longitud del absorbedor, tanto de su disminución como de su incremento sobre la evolución a lo largo del Absorbedor de diferentes parámetros: *Temperatura de la Disolución*, *Diferencial de la presión del vapor*, *Ratio de Absorción* y *Flujo másico de la disolución*. Con la que se determinará cuál es la longitud más apropiada a emplear en el Absorbedor.

- A) Longitud Absorbedor : 1 m
- B) Longitud Absorbedor : $8 \cdot 10^{-1}$ m
- C) Longitud Absorbedor : $6 \cdot 10^{-1}$ m
- D) Longitud Absorbedor : $4 \cdot 10^{-1}$ m
- E) Longitud Absorbedor : $2 \cdot 10^{-1}$ m (**Configuración Base**)
- F) Longitud Absorbedor : $2 \cdot 10^{-2}$ m
- G) Longitud Absorbedor : $2 \cdot 10^{-3}$ m
- H) Longitud Absorbedor : $2 \cdot 10^{-4}$ m

2^o ESTUDIO: Evolución diferentes propiedades a lo largo del Absorbedor para la Configuración Base

- A) Temperatura de la Disolución Acuosa
- B) Temperatura del Vapor de Agua
- C) Temperatura del Agua de enfriamiento
- D) Masa de Vapor Absorbido por unidad de superficie
- E) Coeficiente de Transferencia Global de Masa
- F) Presión Parcial del Vapor de Agua en la Disolución Acuosa
- G) Presión del Vapor de Agua
- H) Diferencial de Presión del Vapor
- I) Flujo Másico del Vapor de Agua Transferido
- J) Flujo Másico de la Disolución Acuosa
- K) Flujo Másico del Vapor de Agua
- L) Concentración LiBr de la Disolución Acuosa
- M) Número de Reynolds de la Disolución Acuosa
- N) Número de Reynolds del Vapor de Agua
- O) Número de Reynolds del Agua de enfriamiento
- P) Coeficiente Convectivo de la Disolución Acuosa
- Q) Coeficiente Convectivo del Vapor de Agua
- R) Coeficiente Convectivo del Agua de enfriamiento
- S) Coeficiente Transferencia Global Disolución Acuosa-Vapor de Agua
- T) Coeficiente Transferencia Global Disolución Acuosa-Refrigerante
- U) Calor Transferido desde la Disolución Acuosa hacia el Vapor de Agua (Q2)
- V) Calor Transferido desde la Disolución Acuosa hacia el Agua de enfriamiento (Q5)
- W) Calor Absorbido por la Disolución Acuosa



3^{er} ESTUDIO: Análisis de sensibilidad de diferentes parámetros

En este apartado se realiza un estudio de variabilidad con el objetivo de conocer cuáles de los parámetros involucrados en el funcionamiento del Absorbedor tienen un efecto más significativo sobre el comportamiento de este. Partiendo de la **Configuración Base**, la modificaremos maximizando y minimizando dichos parámetros. Estos parámetros serán distintos y variados, tales como condiciones de operación, dimensiones y configuraciones geométricas....etc

- A) Análisis Variabilidad Anchura Canal Disolución
- B) Análisis Variabilidad Anchura Canal Vapor de Agua
- C) Análisis Variabilidad Anchura Canal Agua de enfriamiento
- D) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Disolución
- E) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Vapor de Agua
- F) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Agua de enfriamiento
- G) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Disolución
- H) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Vapor de Agua
- I) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Agua de enfriamiento
- J) Análisis Variabilidad Temperatura Canal Disolución
- K) Análisis Variabilidad Condiciones Canal Vapor de Agua
- L) Análisis Variabilidad Temperatura Canal Agua de enfriamiento
- M) Análisis Variabilidad Concentración en LiBr Disolución Acuosa
- N) Análisis Variabilidad Espesor de la Membrana Microporosa de PTFE
- O) Análisis Variabilidad Porosidad de la Membrana Microporosa de PTFE
- P) Análisis Variabilidad Diámetro Medio Poro de la Membrana Microporosa de PTFE
- Q) Análisis Variabilidad Espesor Lámina Metálica

CAPÍTULO 6. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

6.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se presentarán gráficamente los diferentes estudios realizados a lo largo de la investigación y se realizará un posterior análisis y explicación de éstos. El objetivo de los diferentes estudios es muy diferente diferenciado.

En el **“1^{er} Estudio”**, se analiza el efecto de la longitud del Absorbedor, sobre el desarrollo y funcionamiento de éste, estudiando su impacto sobre diferentes magnitudes significativas, con el objetivo de conocer la longitud óptima del Absorbedor.

En el **“2^o Estudio”** se realiza una simulación del funcionamiento y evolución del Absorbedor, para un diseño y condiciones determinado. Para, mediante el análisis del comportamiento de este a través de la evolución de diferentes parámetros involucrados en el comportamiento del Absorbedor realizar una profunda aproximación sobre la evolución de dichos parámetros y conocer su impacto sobre los procesos de transferencia de masa y calor, que gobiernan el funcionamiento del Absorbedor.

En el **“3^{er} Estudio”** se realiza un análisis de variabilidad de un gran número de parámetros que tienen incidencia sobre el funcionamiento del Absorbedor. Mediante una representación y posterior análisis se llegará a la conclusión de qué parámetros tienen una mayor incidencia sobre el funcionamiento del Absorbedor y en concreto sobre el ratio de absorción del Absorbedor, siendo el ratio de absorción el cociente entre el flujo de vapor absorbido partido del flujo másico de la disolución acuosa a la entrada del Absorbedor. Este análisis que parámetros son más significativos en el diseño, desarrollo y funcionamiento de un Absorbedor Compacto basado en canales estrechos confinados.

6.2 1^{er} ESTUDIO: Influencia de la longitud del Absorbedor

Tabla 6.1. Casos y longitudes correspondientes, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Longitud Absorbedor (m)	
Caso A	1	◇ caso A
Caso B	$8 \cdot 10^{-1}$	— caso B
Caso C	$6 \cdot 10^{-1}$	○ caso C
Caso D	$4 \cdot 10^{-1}$	— caso D
Caso E (<i>Config. Básica</i>)	$2 \cdot 10^{-1}$	◇ caso E
Caso F	$2 \cdot 10^{-2}$	— caso F
Caso G	$2 \cdot 10^{-3}$	○ caso G
Caso H	$2 \cdot 10^{-4}$	— caso H

A) Evolución Temperatura Disolución en Función de la variación de la Longitud del Absorbedor

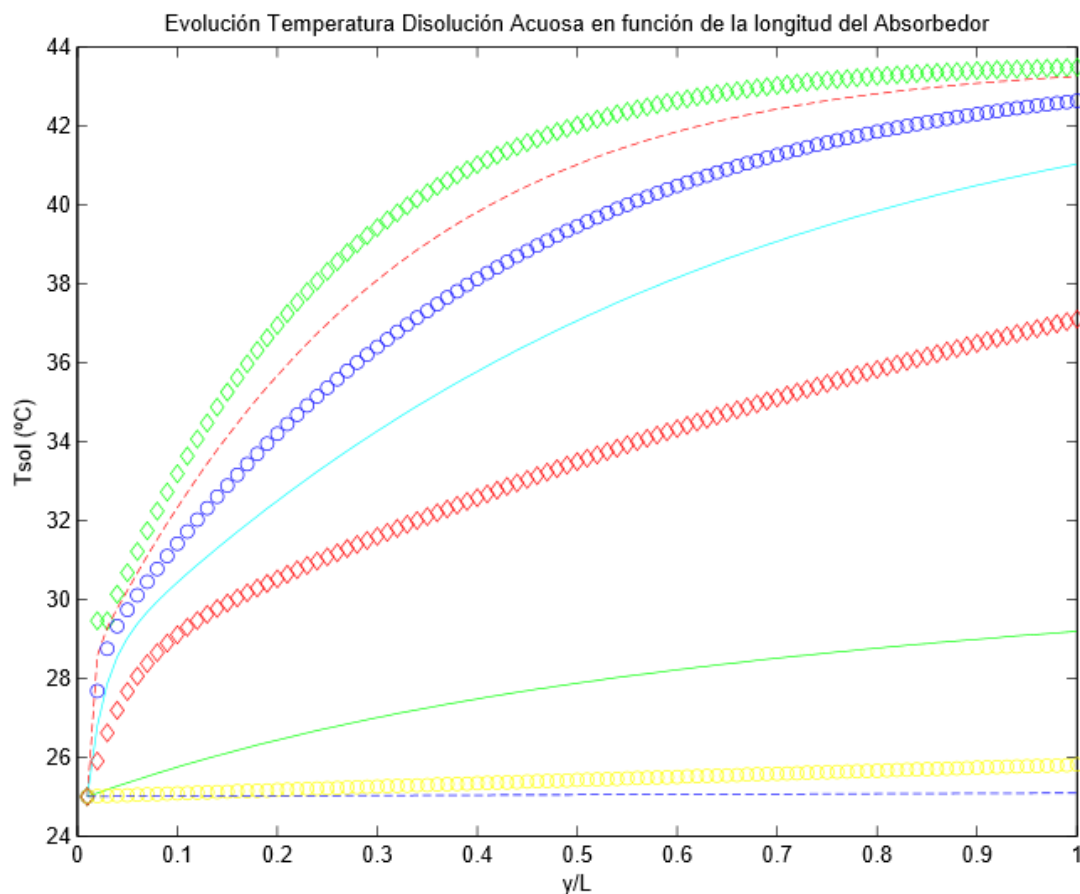


Figura 6.1. Evolución temperatura disolución acuosa, en función de la longitud del absorbedor.

Como se observa en la figura 6.1. a medida que se aumenta la altura del Absorbedor, aumenta el incremento en la temperatura de la Disolución Acuosa LiBr registrada a lo largo del absorbedor, esto si se analiza cuidadosamente en el Balance Energético del Volumen de Disolución Acuosa (4.26) y los diferentes parámetros que lo conforman, es debido al aumento del área de transferencia en los procesos de transferencia de masa y calor, asociado al aumento de altura del Absorbedor.

A medida que se va recorriendo el Absorbedor, el efecto de dicho aumento de temperatura debido a las propiedades de absorción de la Disolución Acuosa de LiBr merma la capacidad de absorción de ésta. Lo que se traduce en una menor absorción del vapor de agua y como consecuencia una disminución del calor absorbido por la disolución y por lo tanto del aumento de temperatura de la disolución acuosa, provocando una atenuación de esta tendencia e incluso llegándose a apreciar en una tendencia que se equilibra en torno a una temperatura.

Dichos cambios de tendencias no son observados en las configuraciones de menor tamaño, debido a que los flujos de transferencia de masa y calor son menores.

Pero en el caso de configuraciones de menor tamaño (*Caso F*, *Caso G*, *Caso H*) se refleja en las gráficas que el aumento de temperatura asociado a los procesos de transferencia de masa y calor es mínimo.

Por lo que en este primer análisis se comienza a observar que las configuraciones que registran unas tendencias más adecuadas a los intereses de esta investigación son: *Caso D* y *Caso E*. En ellas se observan un aumento considerable de la temperatura de la disolución acuosa, sin llegar la tendencia de esta temperatura a atenuarse equilibrándose en torno a una temperatura determinada, como ocurre en el caso de configuraciones de mayor longitud (*Caso A*, *Caso B*, *Caso C*).

B) Evolución Diferencial de Presiones del Vapor en Función de la variación de la Longitud del Absorbedor

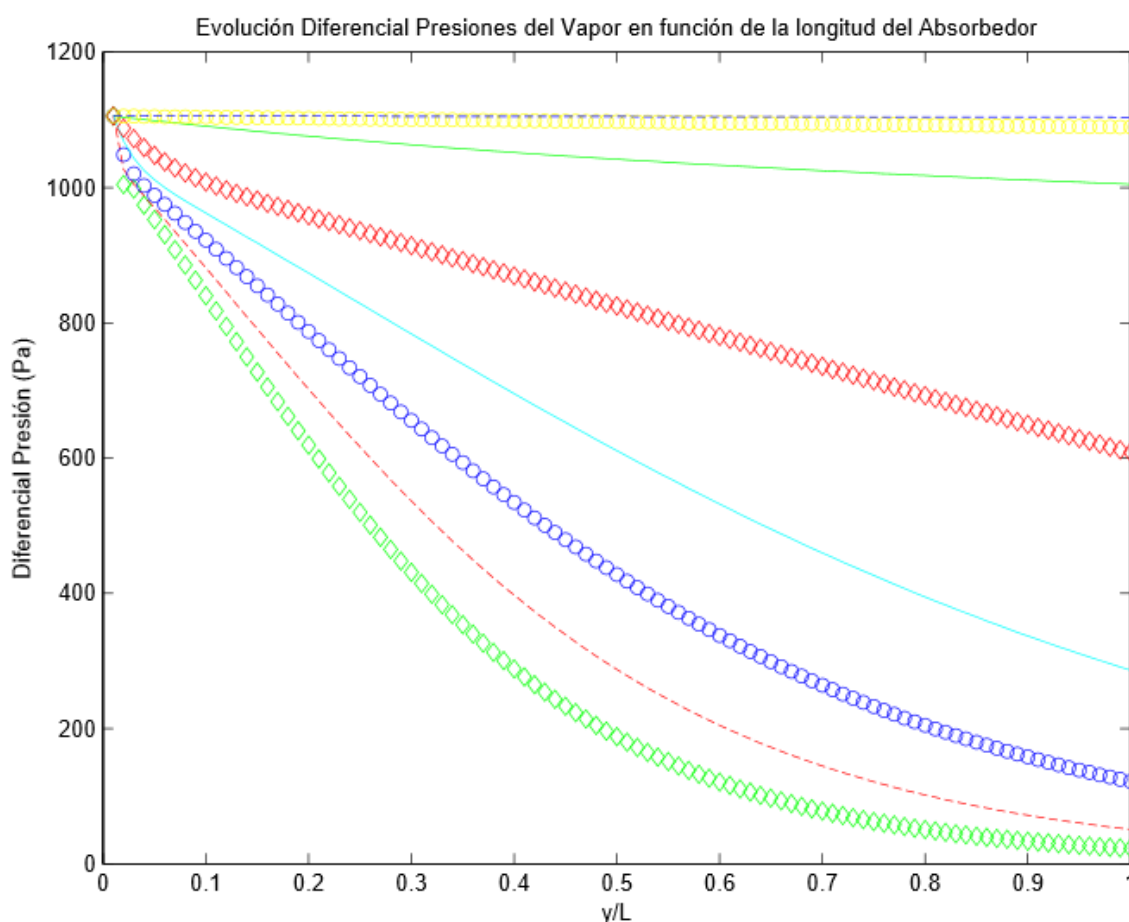


Figura 6.2. Evolución diferencial presiones del vapor de agua, en función de la longitud del absorbedor.

Como se observó en el anterior apartado la longitud del Absorbedor tiene un importante impacto sobre la evolución de la temperatura de la Disolución Acuosa, debido a que, a medida que se modifica ésta, se modifica el área de transferencia de éste. Esta modificación del área de transferencia lógicamente tiene un gran impacto sobre los procesos de transferencia de masa y calor, que rigen el comportamiento del Absorbedor.

Por lo tanto, el efecto de la modificación de la longitud del Absorbedor se reflejará en la evolución de la presión parcial del vapor en la Disolución Acuosa de LiBr, ya que esta magnitud depende de las condiciones de dicho fluido, en concreto, como se refleja en la correlación experimental del **ASHRAE (2005)** (empleada en la programación) de la concentración en LiBr y de su temperatura.

Por lo que a medida que aumenta la longitud del Absorbedor, aumentando las transferencias de masa y calor, aumenta la temperatura de la disolución, lo que a su vez provoca el aumento de la presión parcial del vapor en la disolución acuosa, el efecto de la variación de la concentración sobre la presión parcial del vapor es menor.

Siendo la presión del Vapor de Agua (Refrigerante), constante a lo largo de todo el Absorbedor, la evolución del diferencial de presión entre las presiones del vapor en su canal y la presión parcial del vapor en el canal de la Disolución Acuosa ($\Delta P = P_v - P_s$), estará regido por la evolución de la presión parcial del vapor en la disolución acuosa.

Por lo que como se observa en la Figura 6.2, en los casos de menor longitud (*Caso F, Caso G, Caso H*), la mínima variación de la presión parcial del vapor producto del menor área de transferencia del Absorbedor, se traduce en una menor variación en la evolución del diferencial de presión y en mayores valores de ésta magnitud. Mientras que en los casos con mayores longitudes (*Caso A, Caso B, Caso C*) se observan evoluciones más pronunciadas y como en el apartado anterior se observa un atenuación y un equilibrio en torno a un valor, a lo largo del Absorbedor.

C) Evolución Flujo Másico por Unidad de Superficie del vapor de agua transferido en
Función de la variación de la Longitud del Absorbedor

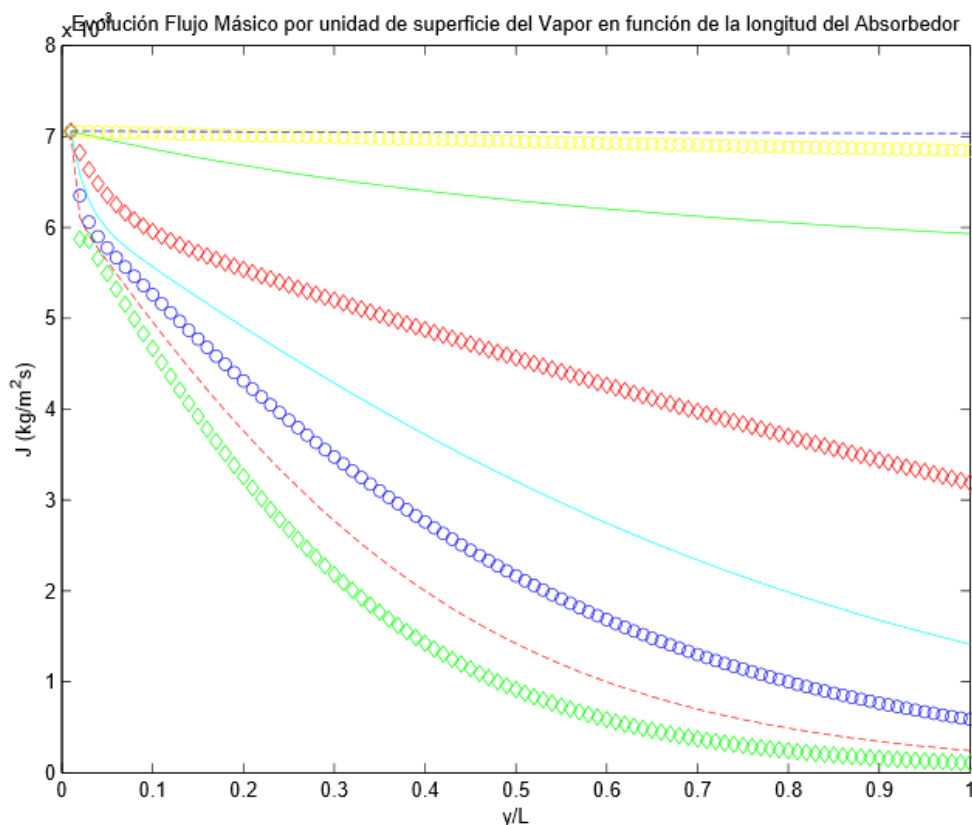


Figura 6.3. Evolución flujo másico por unidad de superficie transferido, en función de la longitud del absorbedor.



El flujo másico de vapor transferido por unidad de superficie, como se indica en la ecuación (4.5), depende del diferencial de presión y del coeficiente global de transferencia de masa. En cuanto al coeficiente global de transferencia de masa, su evolución está claramente influenciado por sus dos componentes:

El coeficiente de transferencia de masa de la membrana. Dicho coeficiente depende de manera inversamente proporcional de la temperatura media de la membrana, como se refleja en la ecuación (4.7). Siendo esta temperatura obtenida a partir de la media de las temperaturas de las intercaras de la membrana y teniendo en cuenta los balances energéticos a partir de la cual la obtenemos (4.29 y 4.30), debido a las propiedades termodinámicas de cada fluido involucrado en dichos balances, es lógico apuntar que este coeficiente de transferencia está claramente influenciado por la temperatura de la disolución.

Y del componente en el que se incluye el coeficiente de transferencia de la capa interfase entre el vapor transferido a través de la membrana y la disolución acuosa. El cual está principalmente dominado por la presión de saturación del vapor a la temperatura de la disolución, por lo que este término también está claramente influenciado por la temperatura de la disolución.

Por otro lado la transferencia de masa por unidad de superficie y tiempo está influida por la diferencia de presiones del vapor, en concreto esta magnitud es la que domina el proceso de transferencia de masa. Cuya evolución con respecto al aumento de la longitud del Absorbedor, ya indicamos en el apartado anterior.

Por lo tanto debido a que el comportamiento de los parámetros fundamentales de los que depende la transferencia de masa del vapor en este modelo, están estrechamente ligados a la temperatura de la disolución y conocidos los efectos que provoca en los procesos de transferencia de calor la variación de la longitud del Absorbedor y por consiguiente sobre la capacidad de absorción y temperatura de la disolución acuosa. Es lógico observar como se refleja en la Figura 6.3 la evolución del flujo másico de vapor de agua transferido por unidad de superficie, observándose mayores valores y menores variaciones a lo largo del Absorbedor, en los casos de menor longitud (*Caso A*, *Caso B*, *Caso C*) y las tendencias de los casos con mayor longitud (*Caso A*, *Caso B*, *Caso C*) que van atenuándose en torno a un valor a medida que se recorre el Absorbedor.

D) Evolución Flujo Másico de la Disolución en Función de la variación de la Longitud del Absorbedor

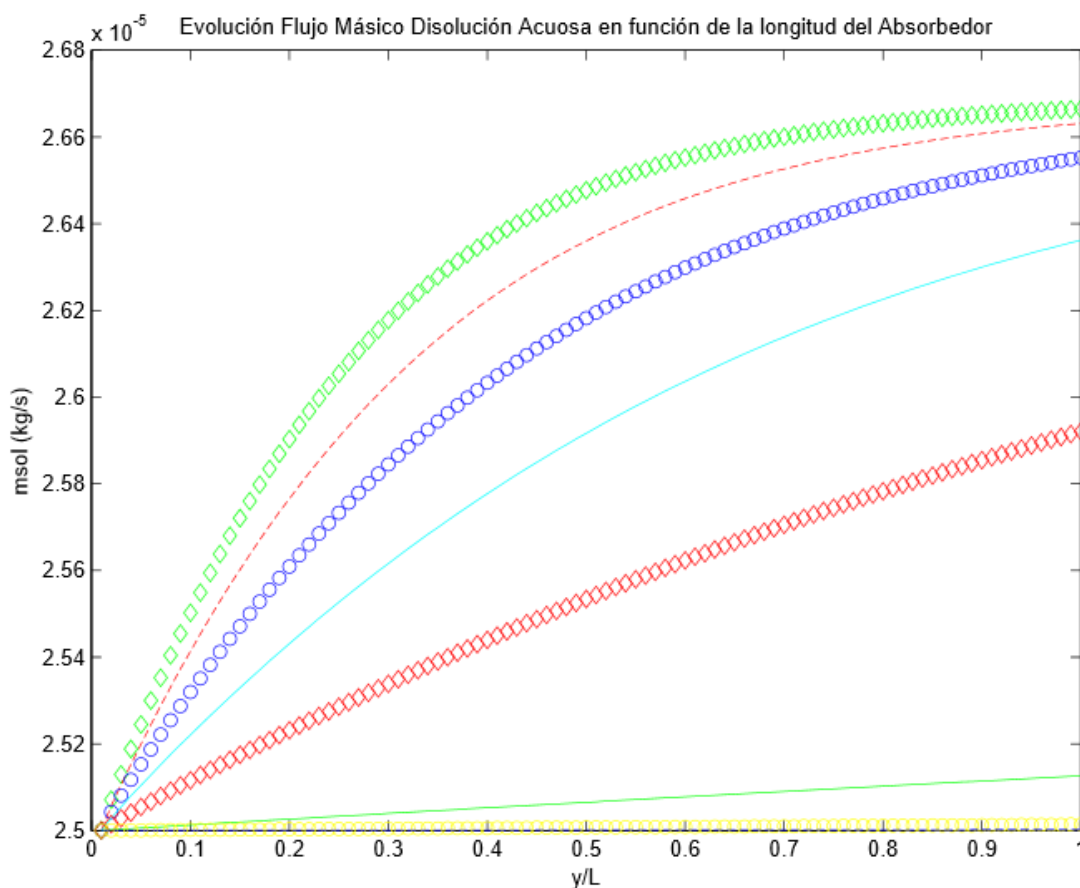


Figura 6.4. Evolución flujo másico disolución acuosa, en función de la longitud del absorbedor.

Contrariamente a lo explicado en el apartado anterior, debido al efecto dominante del área del Absorbedor a lo largo de este, sobre los procesos de transferencia de masa y calor. Observamos mayores aumentos de vapor de agua absorbido por la disolución acuosa en las configuraciones con mayor longitud, debido al aumento de área de transferencia asociado, como se observa en la Figura 6.4.

Se refleja la mayor transferencia de masa de vapor a medida que se aumenta la longitud del Absorbedor, producto del aumento de área de transferencia asociado, hacia la disolución acuosa.

Como viene observándose a lo largo de los anteriores análisis de este apartado las configuraciones con mayor longitud (*Caso A, Caso B, Caso C*), debido al aumento de temperatura de la disolución acuosa, consecuencia del aumento de calor absorbido asociado al aumento de flujo de masa de vapor absorbido, ven mermada la capacidad de absorción de la disolución y por lo tanto del Absorbedor, lo que se refleja en la atenuación y final equilibrio en torno a un valor del flujo de vapor absorbido. Tendencia que no se observa en los casos restantes, en los que observamos una tendencia próxima a la linealidad.

En concreto si analizamos el flujo de vapor absorbido a lo largo del Absorbedor, en función de la longitud del Absorbedor.

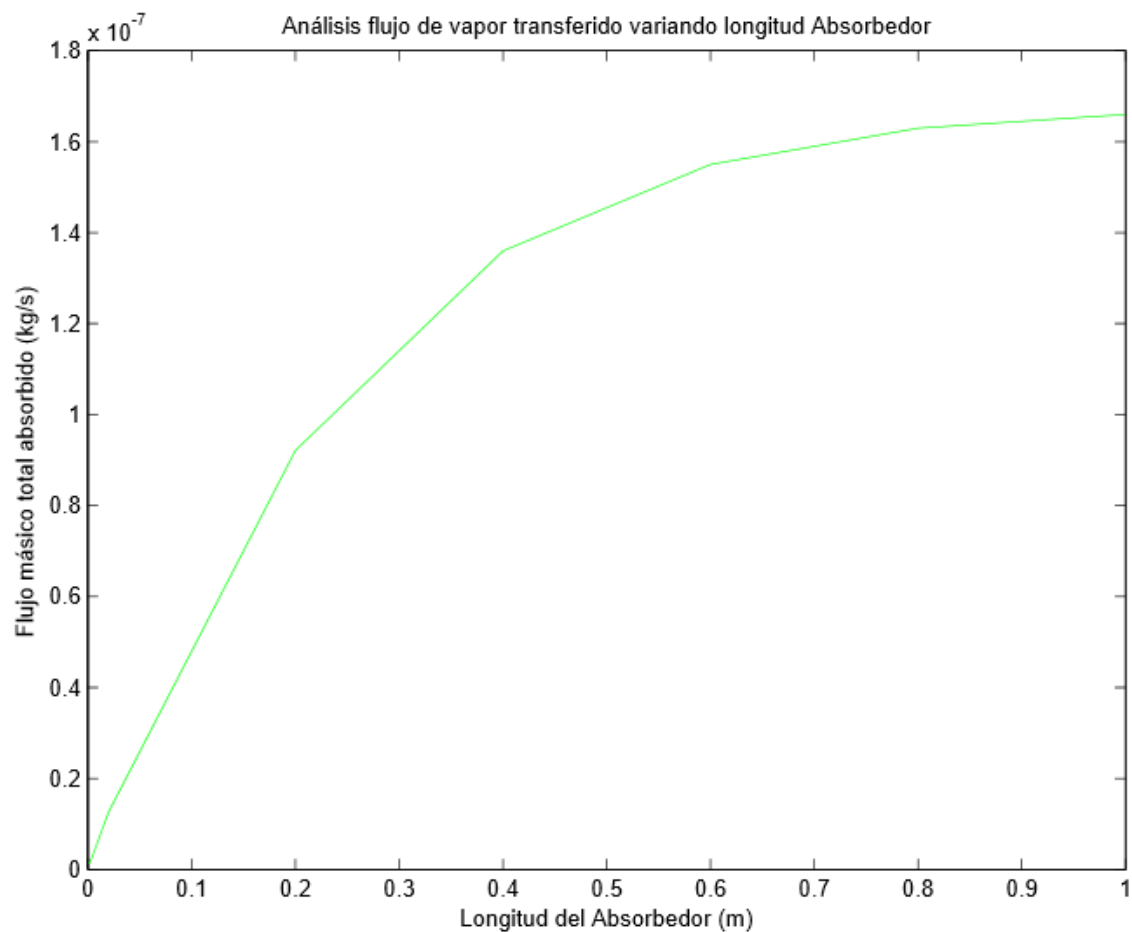


Figura 6.5. Flujo másico de vapor de agua absorbido en función de la longitud del Absorbedor.

Observamos que las configuraciones más apropiadas se sitúan entre los 0.2 y 0.6 metros de longitud, en el caso de esta investigación elegiremos la menor longitud de éstas (0.2m), para obtener capacidades de absorción óptimas sin comprometer la compacidad del Absorbedor.

6.3 2º ESTUDIO: Evolución diferentes propiedades a lo largo del Absorbedor para la Configuración Base

A) Evolución Temperatura de la Disolución Acuosa

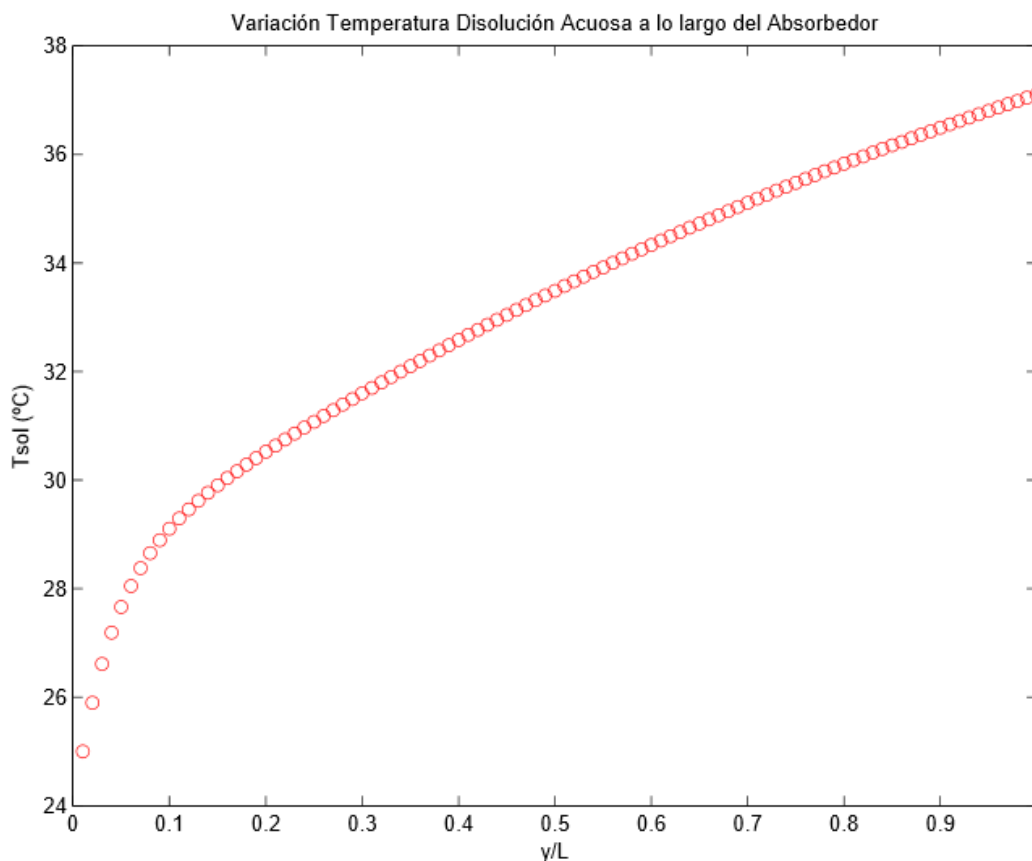


Figura 6.6. Evolución temperatura disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como se observa en la Figura 6.6, la temperatura de la disolución acuosa aumenta a medida que el flujo de Disolución Acuosa en LiBr, recorre el Absorbedor.

Esta evolución se debe al calor absorbido asociado a la absorción de vapor por parte de la disolución acuosa. En el primer tramo del Absorbedor se observa una tendencia más “acelerada” en el incremento de la temperatura, que va atenuándose una vez superado dicho tramo. Dicha evolución es producto de dos factores:

El efecto contraproducente sobre la capacidad de absorción del vapor por la disolución acuosa, provocado por el aumento de la temperatura desde las condiciones de entrada hasta valores mayores. Debido a ese aumento se reduce el flujo de vapor absorbido y con ello el calor que lleva asociado y por tanto se produce la atenuación del aumento de la temperatura de la disolución que se observa.

Y en menor medida por el efecto producido por la cesión de calor hacia el agua de enfriamiento, la reducción de dicho flujo de calor se ve afectado por la tendencia de acercamiento de las temperaturas de ambos fluidos a lo largo del absorbedor, debido a la interacción de ambos fluidos a lo largo del Absorbedor, evacuándose cada vez menos calor hacia este fluido. Si bien es conocido que el objetivo de esta cesión de calor se centra en mantener la temperatura de la disolución entre unos límites y así mantener el rendimiento del Absorbedor. Por lo que la temperatura sigue aumentando aunque en menor progresión, pero sigue aumentando, con el efecto de que se produce una menor absorción del vapor y por ello una menor absorción de calor y aumento de la temperatura de este fluido, llegando a empezar a observarse al final del absorbedor que esta tendencia si se prolongara la distancia de éste, tendería a equilibrarse en torno a una temperatura.

B) Evolución Temperatura del Vapor de Agua

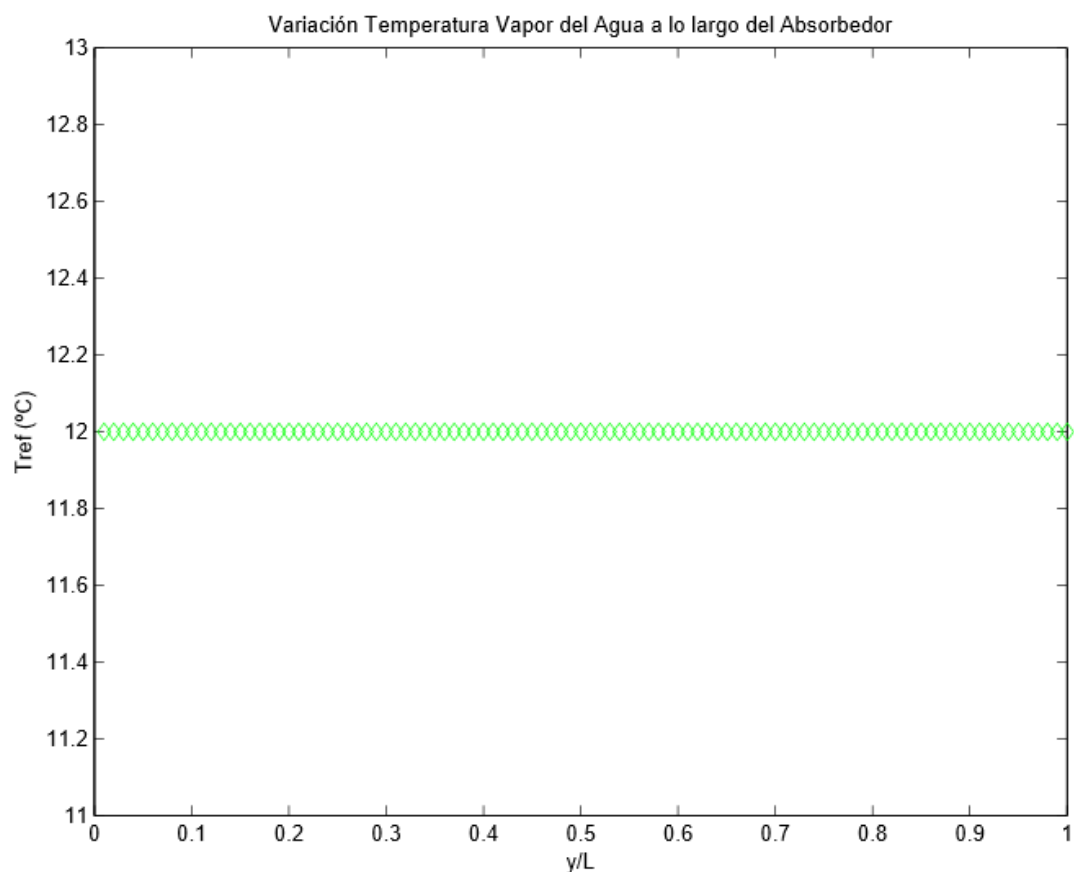


Figura 6.7. Evolución temperatura agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como se observa en la Figura 6.7, el aumento de la temperatura en el fluido refrigerante es inapreciable, esto se debe a que en el modelo se establece que la presión del vapor será constante a lo largo del Absorbedor, lo que condiciona el comportamiento de este fluido.

C) Evolución Temperatura del Agua de Enfriamiento

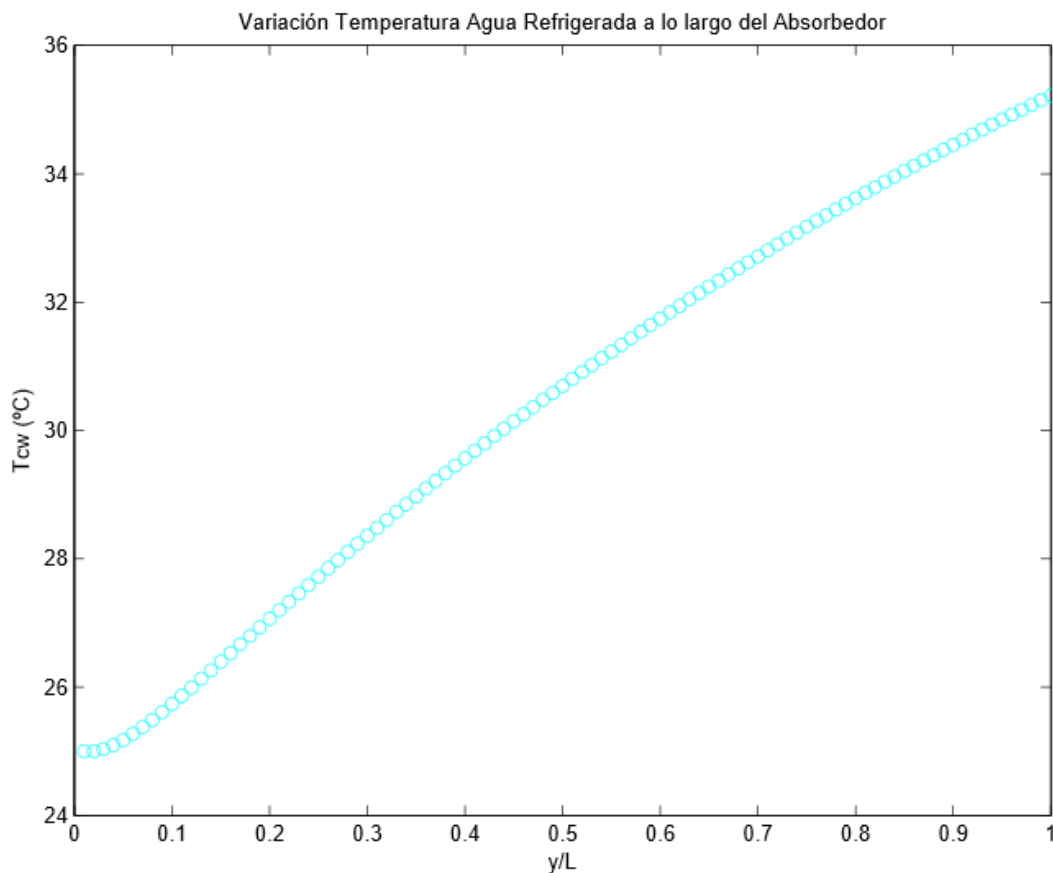


Figura 6.8. Evolución temperatura agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Respecto a la evolución de la temperatura del agua de enfriamiento, reflejada en la Figura 6.8, se puede decir que su evolución está estrechamente ligada a la de la temperatura de la Disolución, ya que su cometido es absorber el calor que la disolución acuosa absorbe producto de la absorción de calor procedente de la absorción del vapor de agua.

Por lo que su incremento y la evolución de éste se puede explicar como consecuencia de la interacción de ambos fluidos. Su aumento más pronunciado en el primer tramo del Absorbedor se corresponde con la cesión más acusada de calor procedente de la disolución acuosa que aumenta, el cual va atenuándose consecuencia de la disminución del flujo de calor absorbido por la disolución acuosa debido a la merma de la capacidad de absorción de la Disolución Acuosa por el Vapor de Agua. Este descenso de la capacidad de absorción de la disolución acuosa que tiene como consecuencia el descenso de proceso de transferencia de calor asociado, se refleja en la atenuación de la tendencia en la evolución de la temperatura del agua de enfriamiento que se observa en la Figura 6.8.

Comparación Evolución diferentes Fluidos que circulan por el Absorbedor

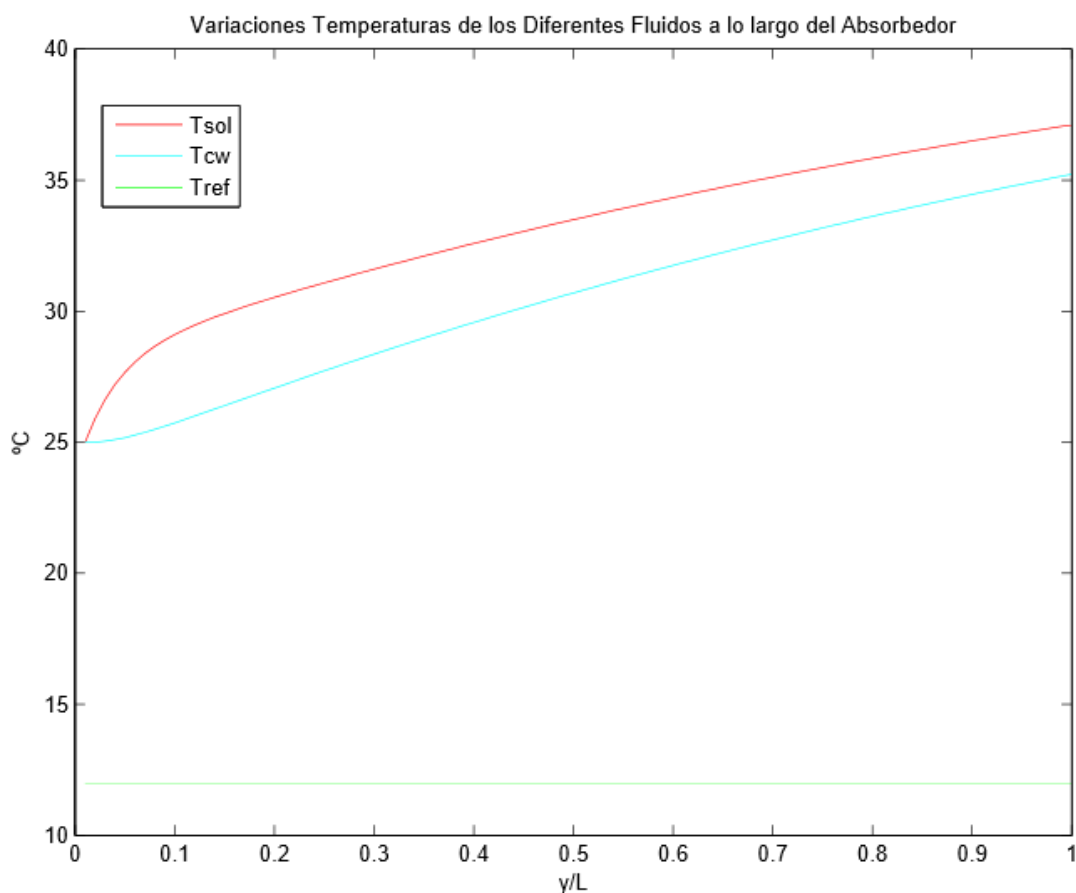


Figura 6.9. Comparativa evolución temperatura de los diferentes fluidos a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como se ve en la Figura 6.9, la evolución de la temperatura de los diferentes fluidos en conjunto. Mientras que la temperatura del vapor de agua no se ve prácticamente alterada a lo largo de su paso a través del Absorbedor, tanto las temperaturas de la Disolución Acuosa como la temperatura del Agua de enfriamiento, aumentan. Aproximándose sus valores a medida que se recorre el Absorbedor y siendo durante todo el recorrido por el interior de éste, la temperatura del agua de enfriamiento menor que la disolución acuosa, de manera que se pueda producir una correcta cesión de calor desde un fluido a otro.

Las tendencias incrementales de estos dos fluidos, van atenuándose a medida que recorren el Absorbedor, producto de la cesión de calor hacia el Agua de enfriamiento, pero también de la evolución de la temperatura de la disolución la cual se ve atenuada producto de la merma de la capacidad de absorción del fluido, que provoca el aumento de la temperatura de este.

D) Masa de Vapor Absorbido por unidad de superficie y tiempo

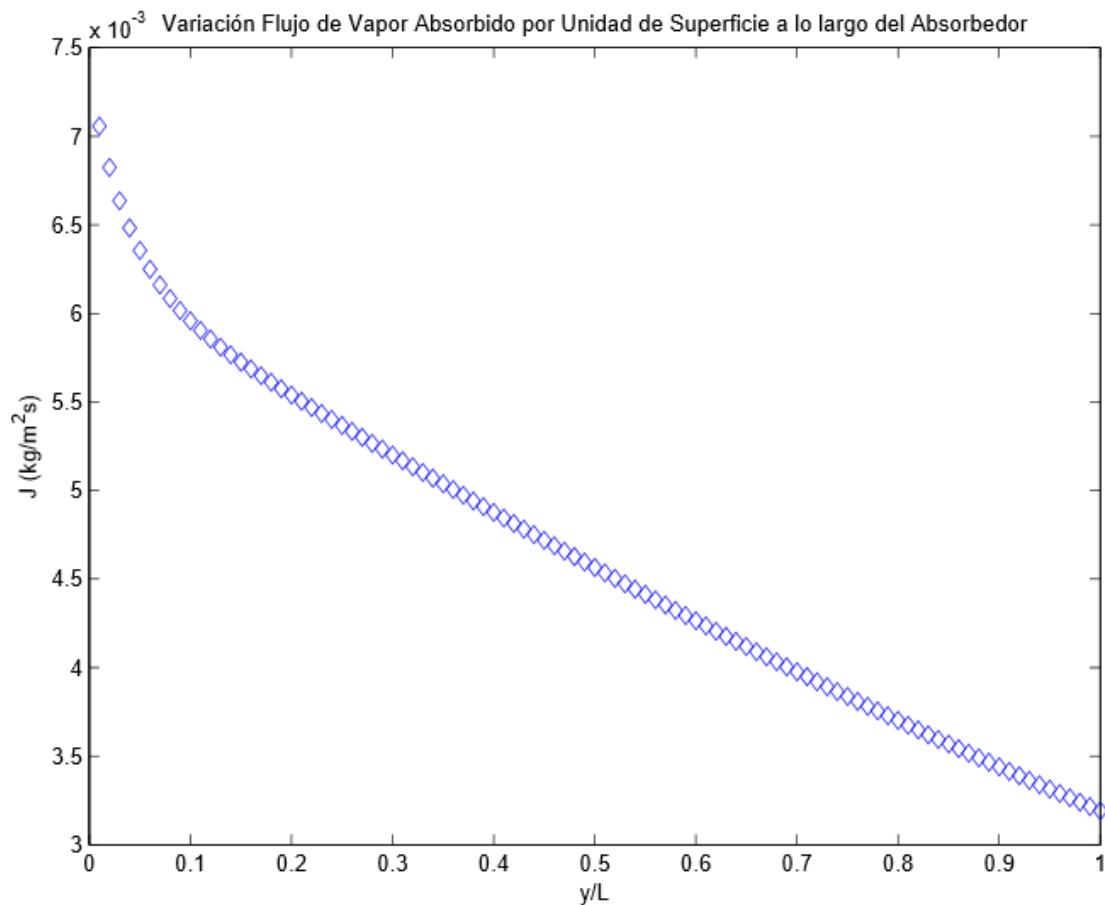


Figura 6.10. Evolución flujo másico vapor absorbido por unidad de superficie a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

El aumento de la temperatura de la disolución acuosa a lo largo del Absorbedor, tiene un efecto negativo sobre la capacidad de absorción del Absorbedor. A medida que aumenta la temperatura disminuye la capacidad de absorción, debido a la disminución del coeficiente global de transferencia de masa y la disminución del diferencial de presión del vapor, el cual es el motor del proceso de transferencia de masa. Lo cuál se refleja en la figura 6.10, producto de la evolución de dicha temperatura, se produce un descenso del flujo de vapor absorbido por unidad de superficie. Este descenso es más acusado en la parte inicial del absorbedor y luego su tendencia descendente va atenuándose gradualmente, al igual que ocurre con la tendencia de la temperatura de la disolución acuosa.

E) Evolución Coeficiente de Transferencia Global de Masa

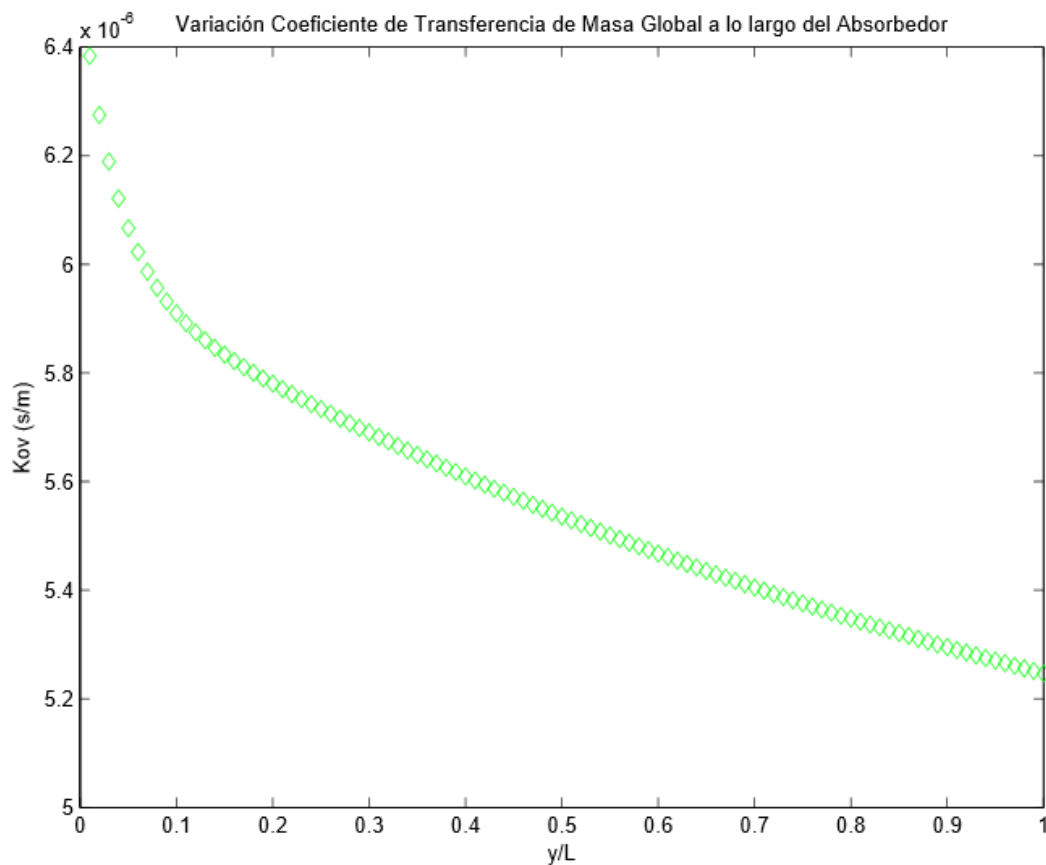


Figura 6.11. Evolución coeficiente transferencia global de masa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La evolución del coeficiente de transferencia global de masa, observada en la Figura 6.10., es producto de la evolución de los componentes que lo integran, como se indica en ecuación (4.5):

El correspondiente a la resistencia a la transferencia procedente de la membrana aportado por el material de la membrana, es inversamente proporcional a la temperatura de la membrana, que a su vez es proporcional a la temperatura de la disolución acuosa. Mientras que el otro término que se corresponde con la resistencia a la transferencia de la interfase: Conjunto Disolución Acuosa-Capa Vapor de Agua en contacto con Disolución Acuosa. Depende de un término $K_{int,s,v}$, dominado por el coeficiente de Difusión Molecular del Agua en una Disolución Acuosa de LiBr experimental, obtenido de la investigación de [Kashiwagi et al. \(1984\)](#), además de por la densidad del agua y de la presión de saturación del vapor a la temperatura de la disolución. Siendo este término dependiente de dicha temperatura, el que mayor impacto tiene sobre esta otra resistencia a la transferencia de masa.

Sintetizando podemos decir que el coeficiente de transferencia global de masa, es inversamente proporcional y disminuye a medida que aumenta la temperatura de la disolución, como bien se refleja en la Figura 6.11, teniendo en cuenta la evolución de la temperatura de la disolución producto de la evolución de los procesos de transferencia de masa y calor a lo largo del Absorbedor.

Ambas resistencias, las cuales se producen de manera instantánea, registran valores del orden de 10^{-6} , por lo que el coeficiente de Transferencia Global tiene unos valores del mismo orden durante su evolución a lo largo del Absorbedor.

F) Evolución de la Presión Parcial de Vapor en la Disolución Acuosa

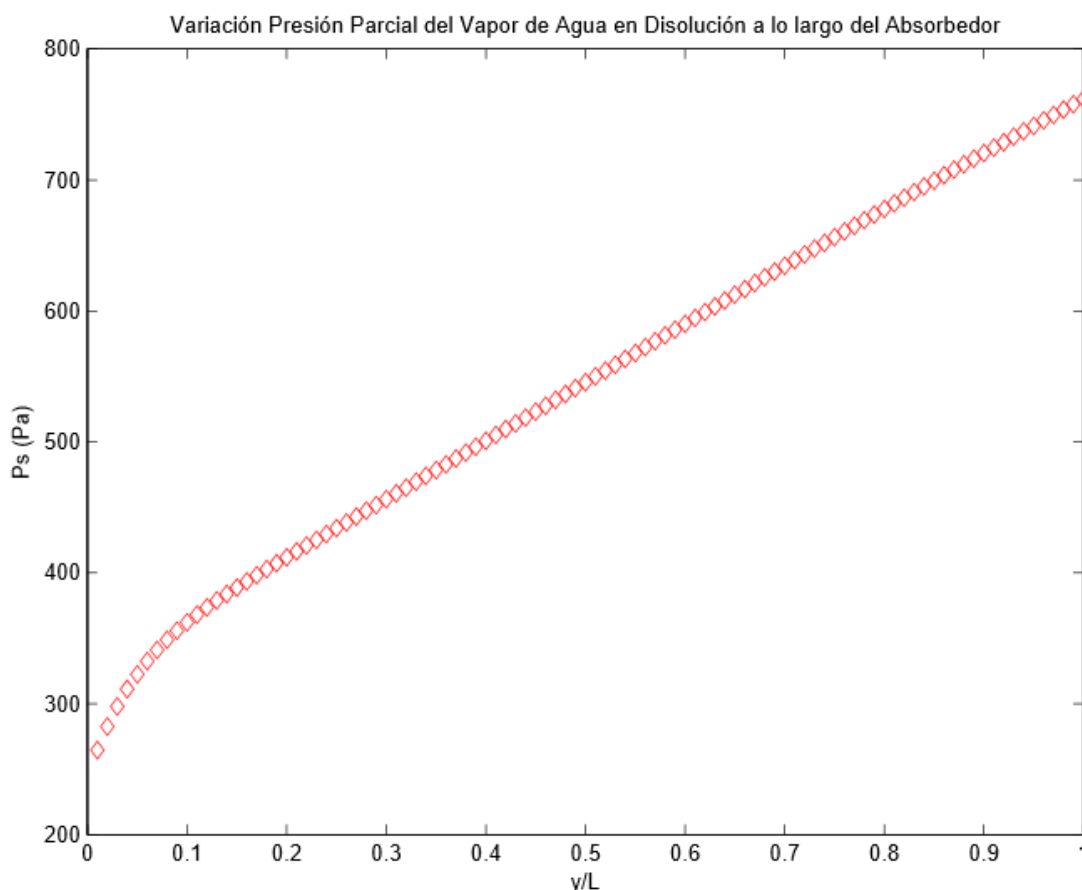


Figura 6.12. Evolución presión parcial del vapor de agua en la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La evolución de la presión parcial del vapor en la disolución acuosa, no puede si no estar estrechamente ligada a la de la temperatura de la disolución, debido a las propiedades termodinámicas de dicho fluido y en menor medida a la concentración en LiBr de la Disolución. Por lo que no es de extrañar que la tendencia de la presión parcial del vapor de agua en disolución a lo largo del Absorbedor, observada en la Figura 6.12, sea similar a la de la temperatura de la disolución acuosa, experimentando un incremento inicial más acusado en la parte baja del Absorbedor, para ir reduciéndose, manteniendo su tendencia potencial positiva.

G) Evolución de la Presión de Vapor procedente del Evaporador

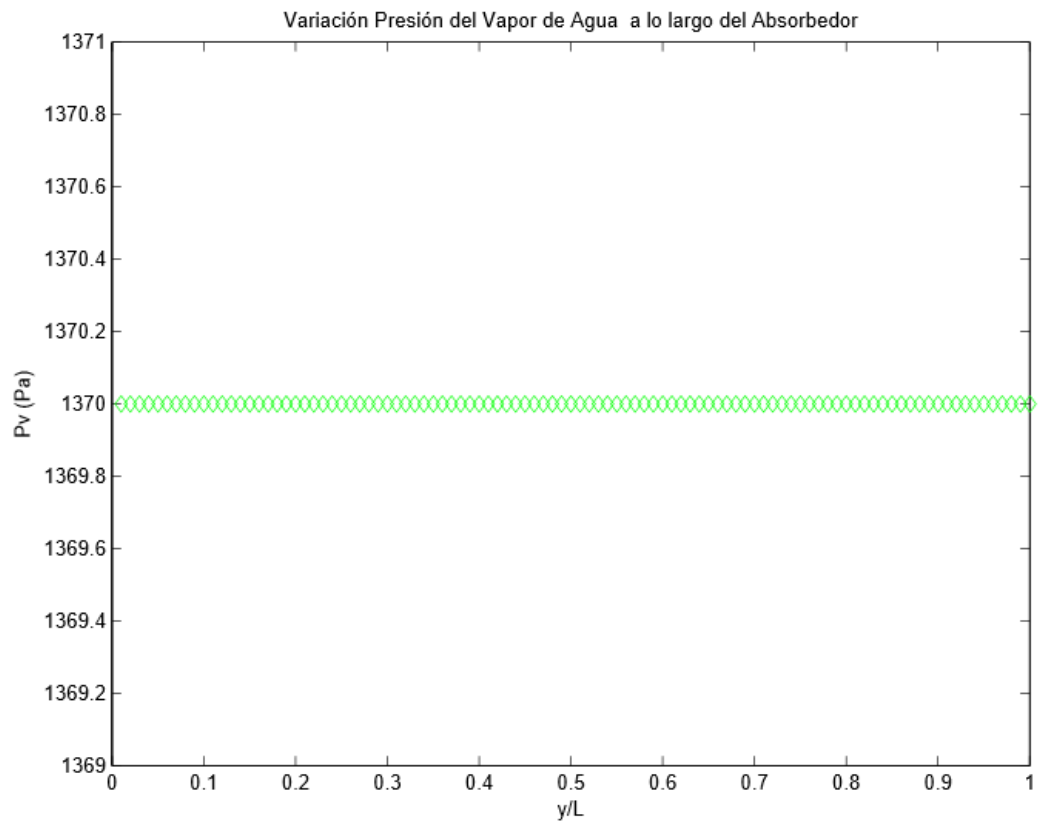


Figura 6.13. Evolución presión del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Al igual que en el apartado anterior y debido a que nos encontramos ante un fluido gaseoso a baja presión, cuyo comportamiento es similar al de los Gases Ideales, la evolución de la presión de dicho fluido será proporcional a la de la temperatura de dicho fluido. Por eso como refleja la figura 6.13, la presión del vapor de agua se mantiene constante a lo largo de su recorrido por el Absorbedor.

H) Diferencial de Presión

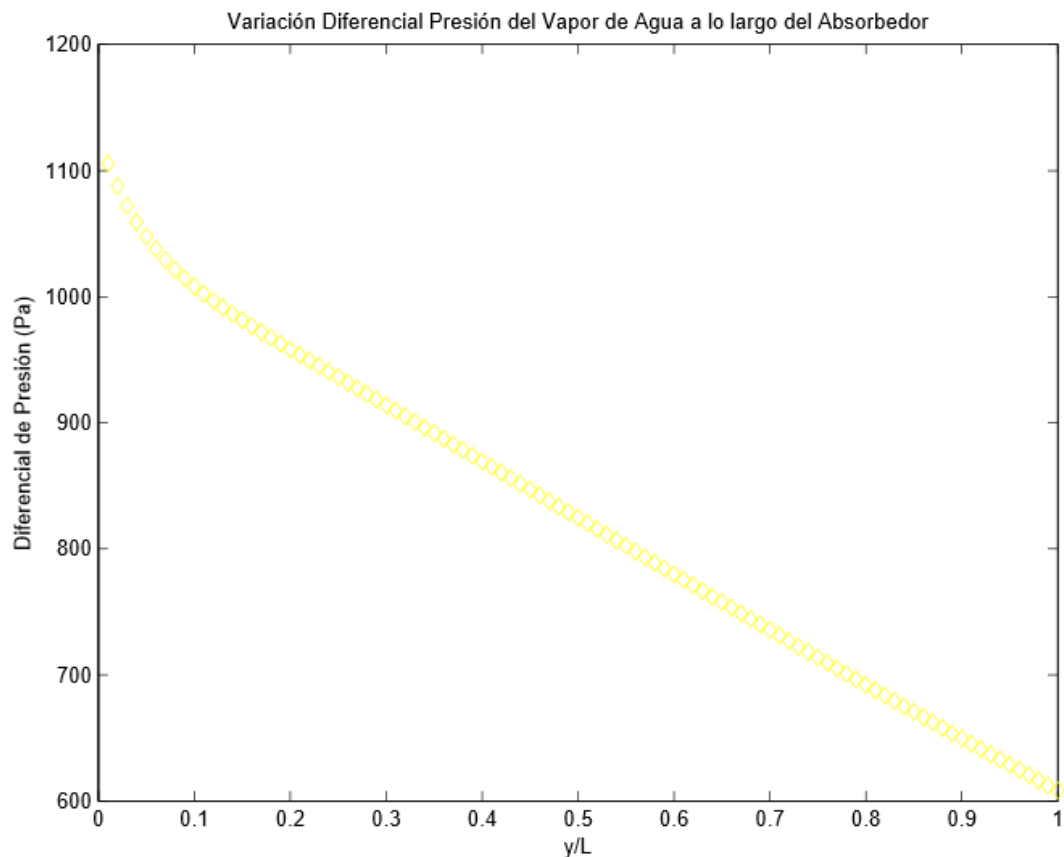


Figura 6.14. Evolución diferencial de presión del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Conocido que el diferencial de presión, corresponde a la expresión:

$$\Delta P = P_v - P_s;$$

Y correspondiente a lo explicado en los apartados “F) Evolución de la Presión Parcial de Vapor en la Disolución Acuosa” y “G) Evolución de la Presión de Vapor procedente del Evaporador”, es comprensible observar en la figura 6.14, cómo la tendencia de dicho diferencial de presión es decreciente a medida que se recorre el Absorbedor, y esta tendencia es más pronunciada al comienzo de este componente, debido a la evolución de la temperatura de la disolución acuosa producto de la evolución de los procesos de transferencia de masa y calor que gobiernan el funcionamiento del Absorbedor.

I) Flujo de Masa de Vapor Transferido

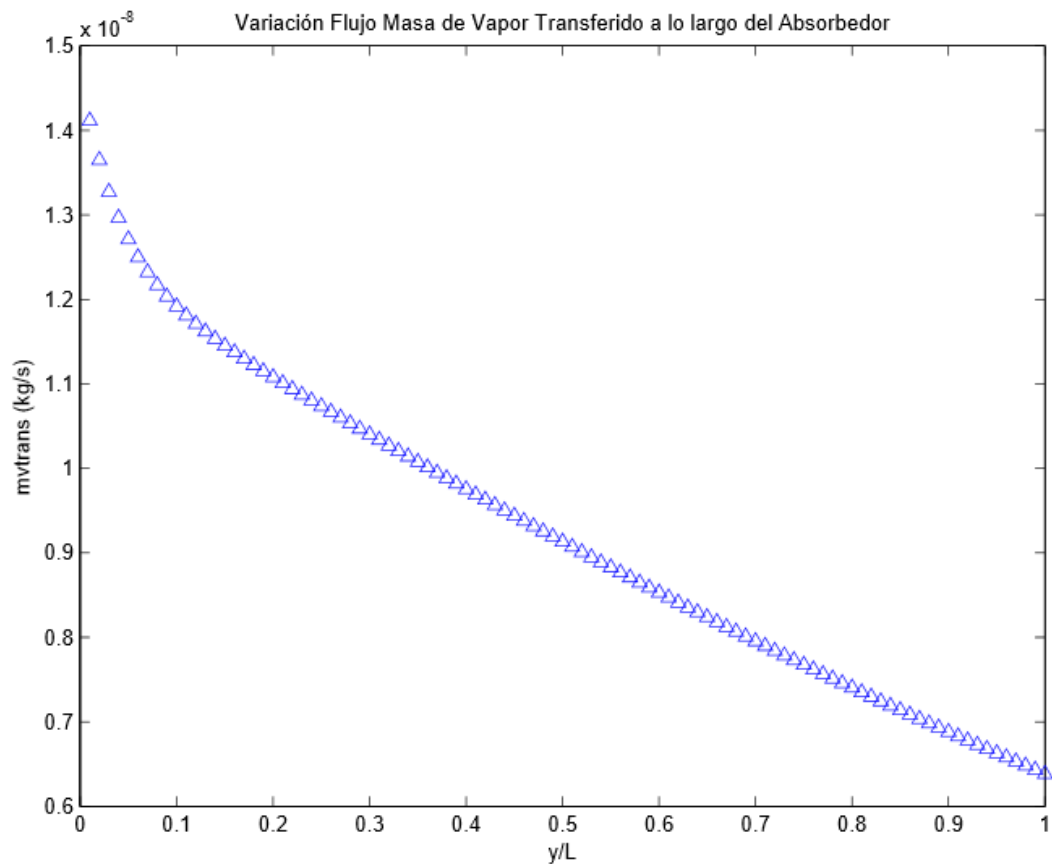


Figura 6.15. Evolución flujo másico del vapor de agua transferido a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Este parámetro evoluciona de la misma forma que el flujo másico por unidad de superficie, simplemente se diferencia de él en que está asociado al valor del área de cada discretización ($2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$) en la que dividimos el absorbedor, por lo que su evolución, Figura 6.15, está también íntimamente relacionada con la evolución de la temperatura de la disolución acuosa a lo largo del Absorbedor y el efecto que ésta tiene en la capacidad de Absorción de la disolución acuosa reduciéndose de una manera acelerada en la zona de menos altura del absorbedor, para luego sufrir una atenuación e ir reduciéndose el flujo de vapor absorbido por la disolución acuosa.

J) Flujo de Masa de la Disolución Acuosa

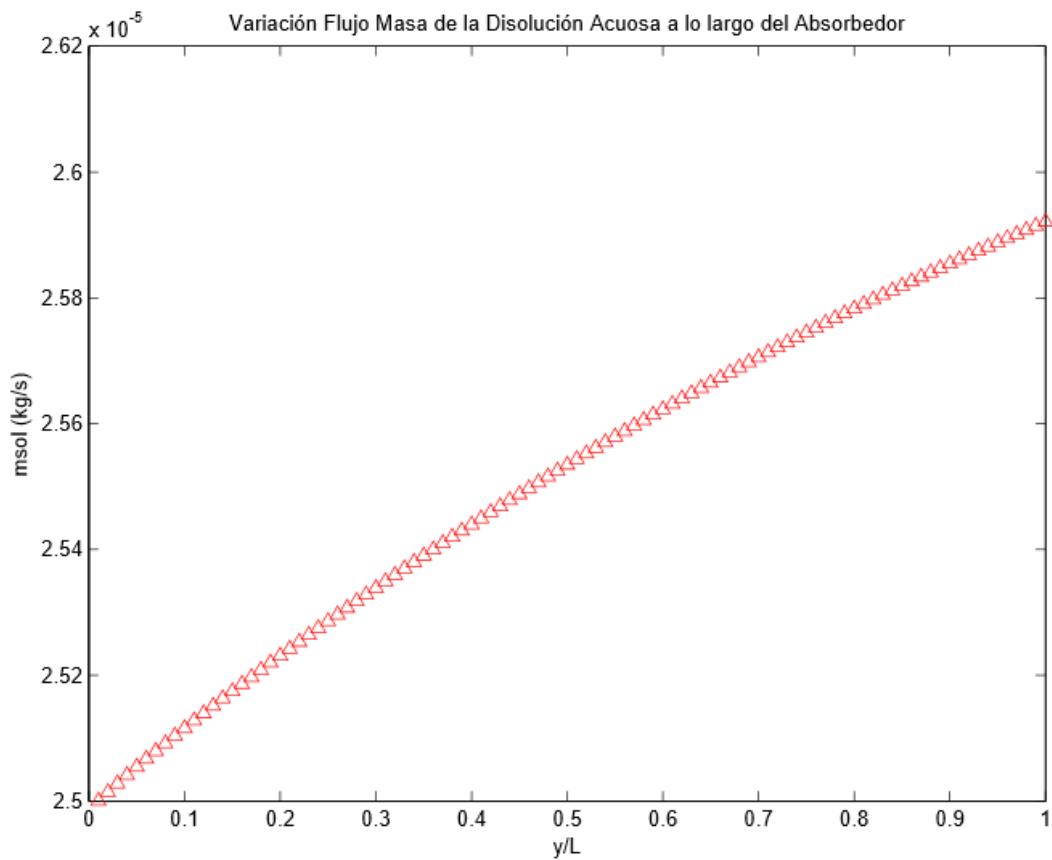


Figura 6.16. Evolución flujo másico disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como consecuencia del funcionamiento del Absorbedor, el flujo másico de la disolución acuosa se ve incrementado, como indica la figura 6.16, producto del proceso de transferencia que gobierna su funcionamiento. El débil incremento que se observa en el canal de la disolución acuosa, no refleja, debido a la diferencia de órdenes de magnitud entre el flujo de la disolución acuosa y el flujo de vapor de agua transferido, la acelerada progresión en la parte baja del Absorbedor y la atenuación de dicha tendencia a medida que el fluido avanza por el Absorbedor, debido a la evolución de la temperatura de la Disolución Acuosa a lo largo del Absorbedor.

K) Flujo de Masa del Vapor de Agua

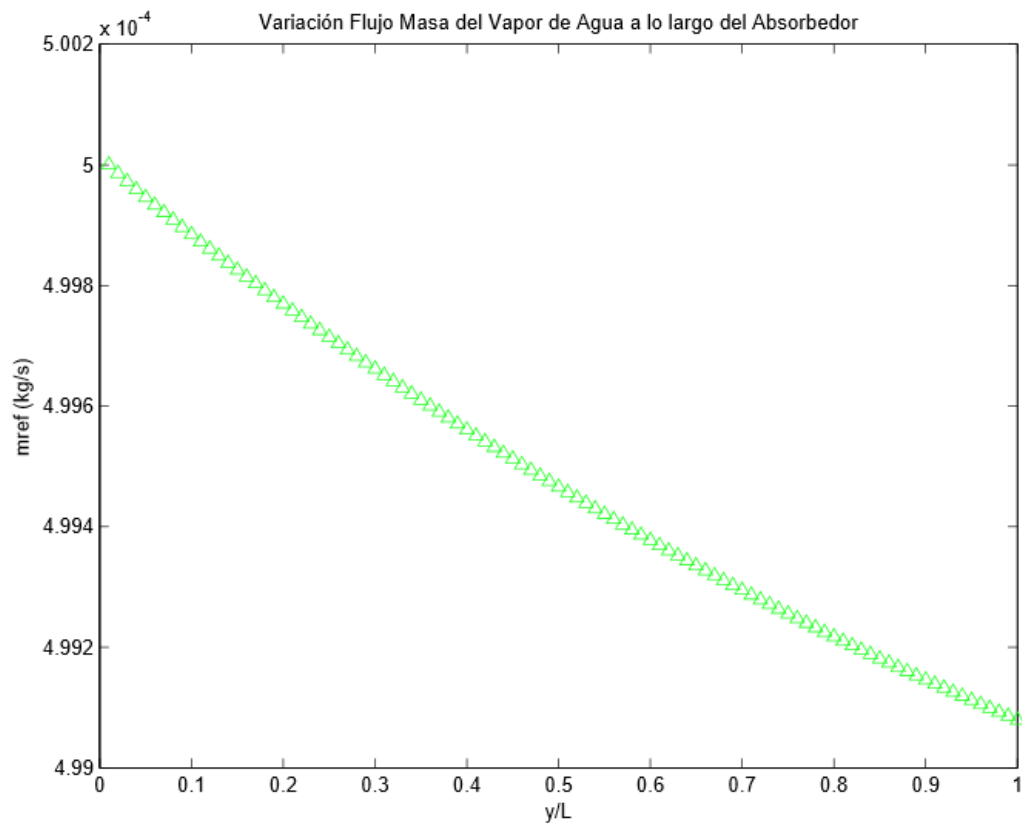


Figura 6.17. Evolución flujo másico vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

De la misma manera que en la evolución del flujo de la Disolución Acuosa, pero de manera inversa producto del proceso de transferencia de masa, el flujo del vapor de agua se ve reducido a medida que éste circula por el Absorbedor, tal y como se observa en la Figura 6.17, dicho vapor cedido se transportará absorbido en la Disolución Acuosa hacia el Generador, en donde será separado de ésta y será enviado al Condensador, cerrándose el ciclo de Refrigeración.

L) Evolución Concentración LiBr de la Disolución Acuosa

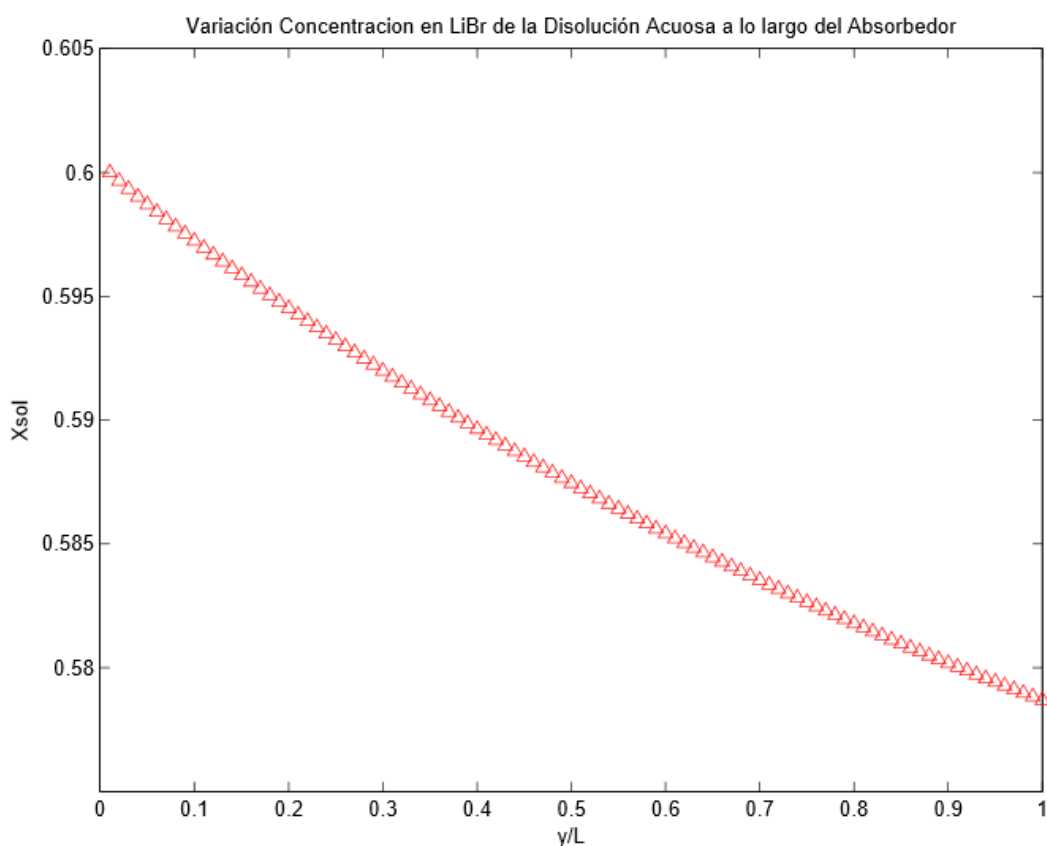


Figura 6.18. Evolución concentración en LiBr de la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La evolución de la concentración en la sal de LiBr, como es predecible conociendo los fundamentos del funcionamiento de un sistema de refrigeración por Absorción, es decreciente.

Efecto producido por la absorción de Vapor de Agua procedente del Evaporador, a través de la membrana microporosa de PTFE, con el efecto de que la Disolución Acuosa de LiBr, procedente del Generador, se “empobrece”.

La transferencia de flujo de vapor procedente del evaporador debido a: La baja presión del vapor de agua, la temperatura de entrada de la disolución acuosa y las dimensiones del Absorbedor. Como se desprende de la Figura 6. 15., dicho parámetro a lo largo del absorbedor, varía entre 0.7 y $1.4 \cdot 10^{-8}$ kg/s, situándose la variación de la concentración de LiBr de la Disolución Acuosa desde su entrada hasta su salida de Absorbedor, entre un 60-57,85%, como se refleja en la Figura 6.18.

M) Número de Reynolds de la Disolución Acuosa

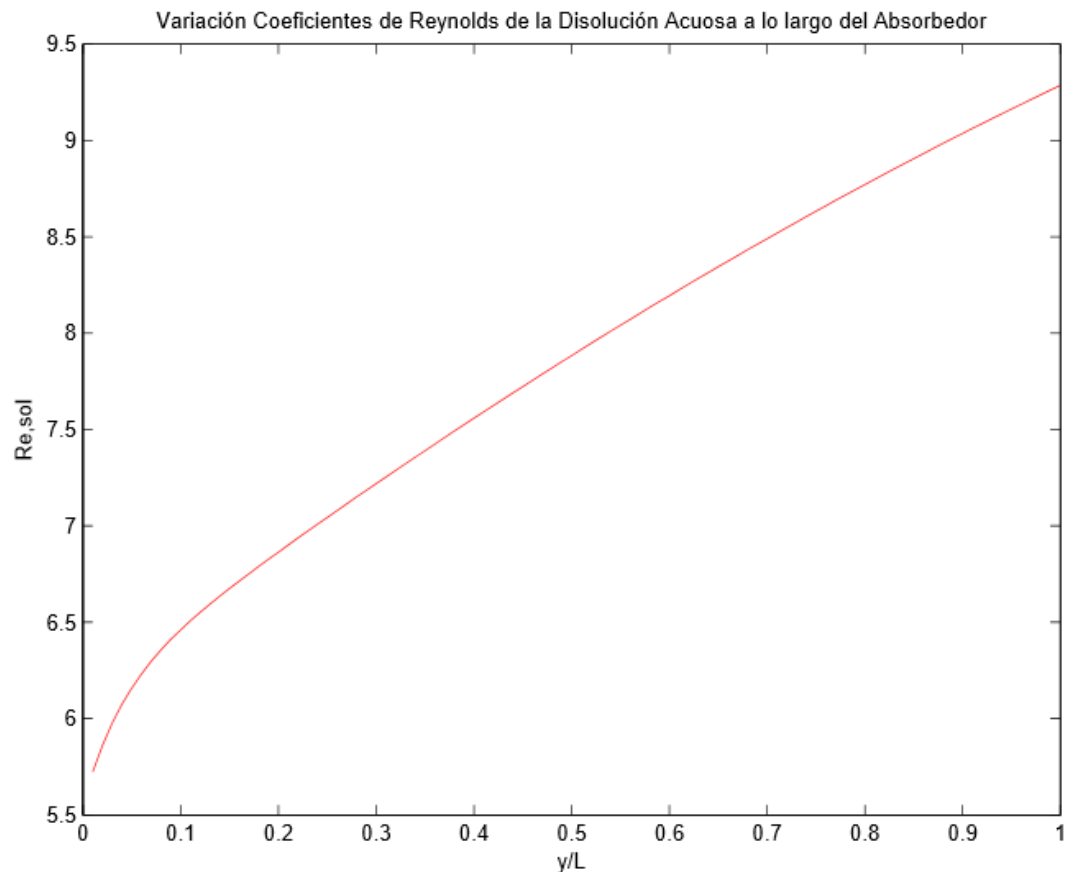


Figura 6.19. Evolución número de Reynolds de la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La tendencia positiva del número de Reynolds de la disolución acuosa a lo largo del Absorbedor, es producto del aumento de la velocidad del fluido que circula por el canal, producto de la Absorción de Vapor de Agua que aumenta su caudal. Sin embargo se registran a lo largo de dicho canal bajos números de Reynolds, lo que nos indica que el comportamiento de la disolución acuosa a lo largo del Absorbedor es laminar.

N) Número de Reynolds del Vapor de Agua

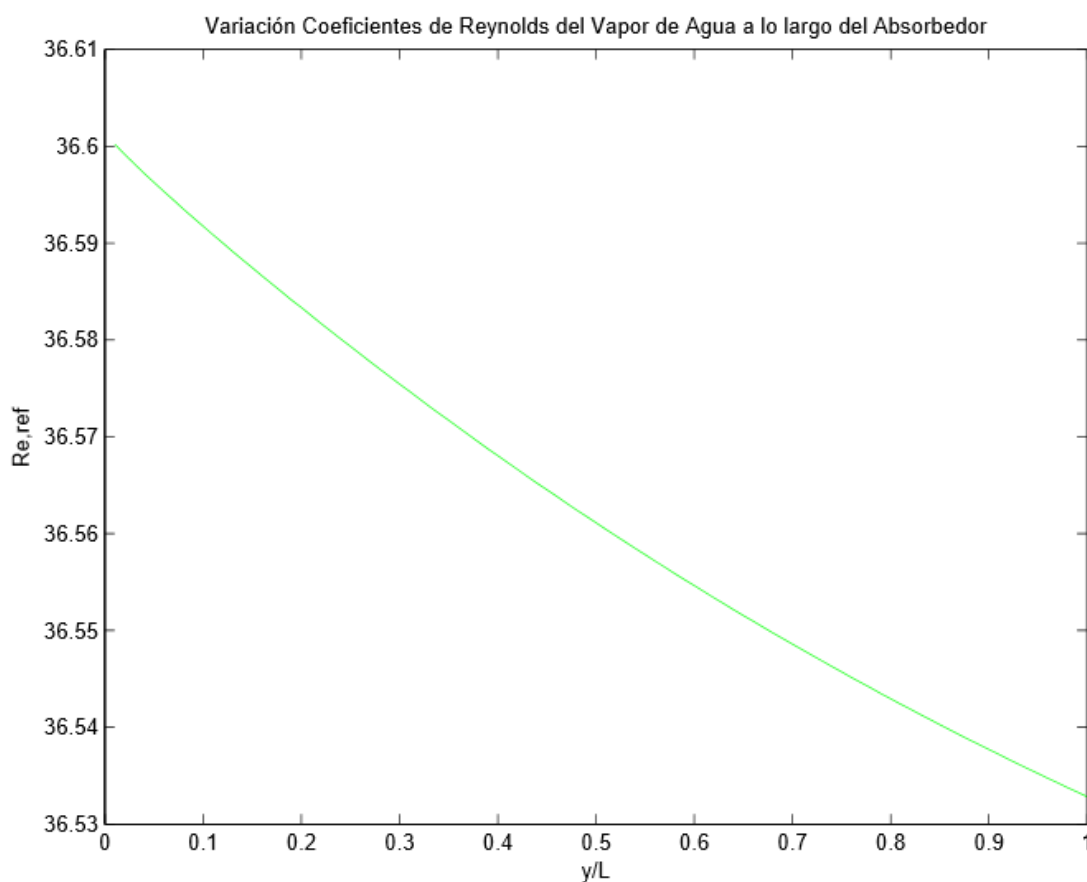


Figura 6.20. Evolución número de Reynolds del vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como se observa en la Figura 6.20, se registran bajos números de Reynolds, debido a los caudales y dimensiones del canal por el que discurre el fluido, por lo que se puede apreciar que el régimen de comportamiento de dicho fluido a lo largo del Absorbedor, es laminar y que se comporta de manera ligada a la velocidad del fluido la cual decae a lo largo del Absorbedor debido al flujo de vapor transferido. Ya que la presión y temperatura de este fluido se mantienen constantes a lo largo de su circulación por el Absorbedor.

O) Número de Reynolds del Agua de enfriamiento

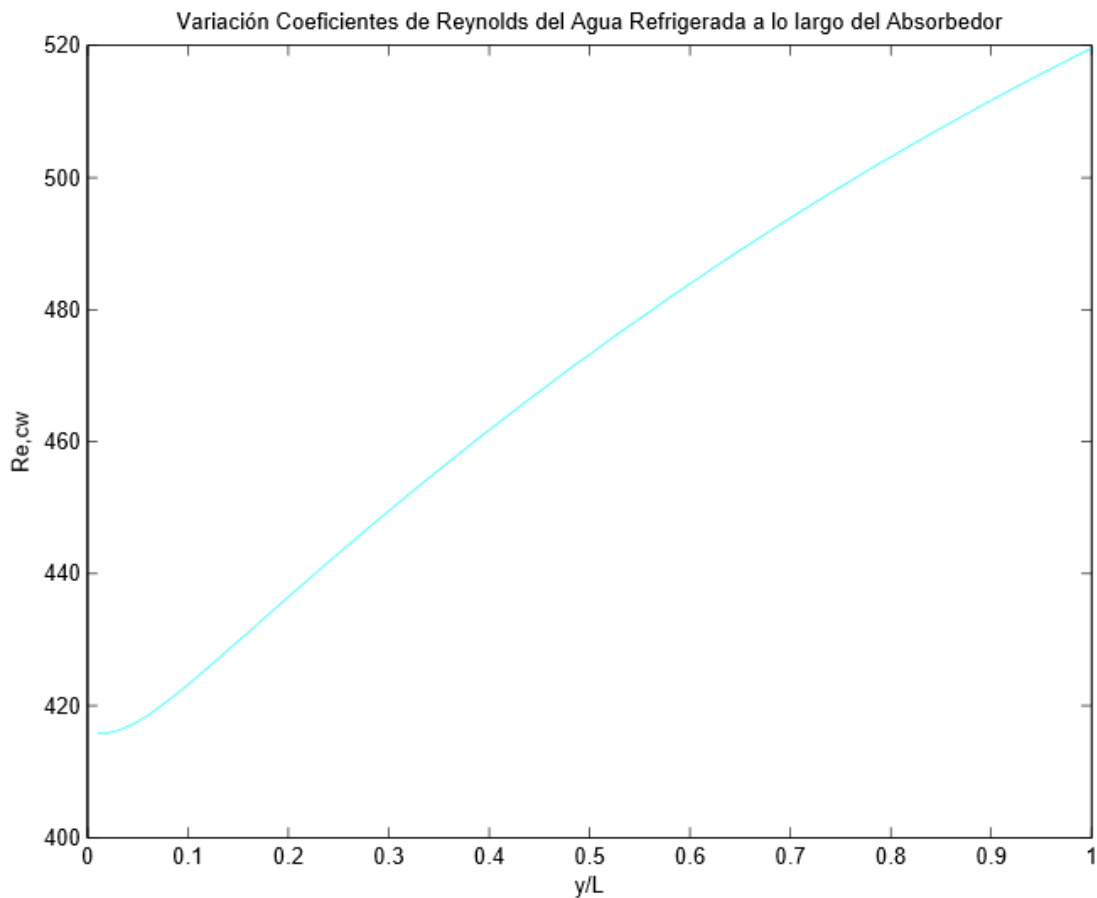


Figura 6.21. Evolución número de Reynolds del agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

En este fluido se registran mayores números de Reynolds como se observa en la Figura 6.21. Estos nos indican que el régimen de este fluido en su circulación a lo largo del Absorbedor, se puede encontrar en regiones de transición a régimen turbulento, dependiendo de las dimensiones del canal. Esto es debido a que el fluido circula de manera confinada por microcanales. Mientras que su tendencia indica el efecto que produce el aumento de la temperatura de este sobre sus propiedades termodinámicas, ya que el efecto del caudal másico de este fluido no se tiene en cuenta, ya que permanece constante.

P) Coeficiente Convectivo de la Disolución Acuosa

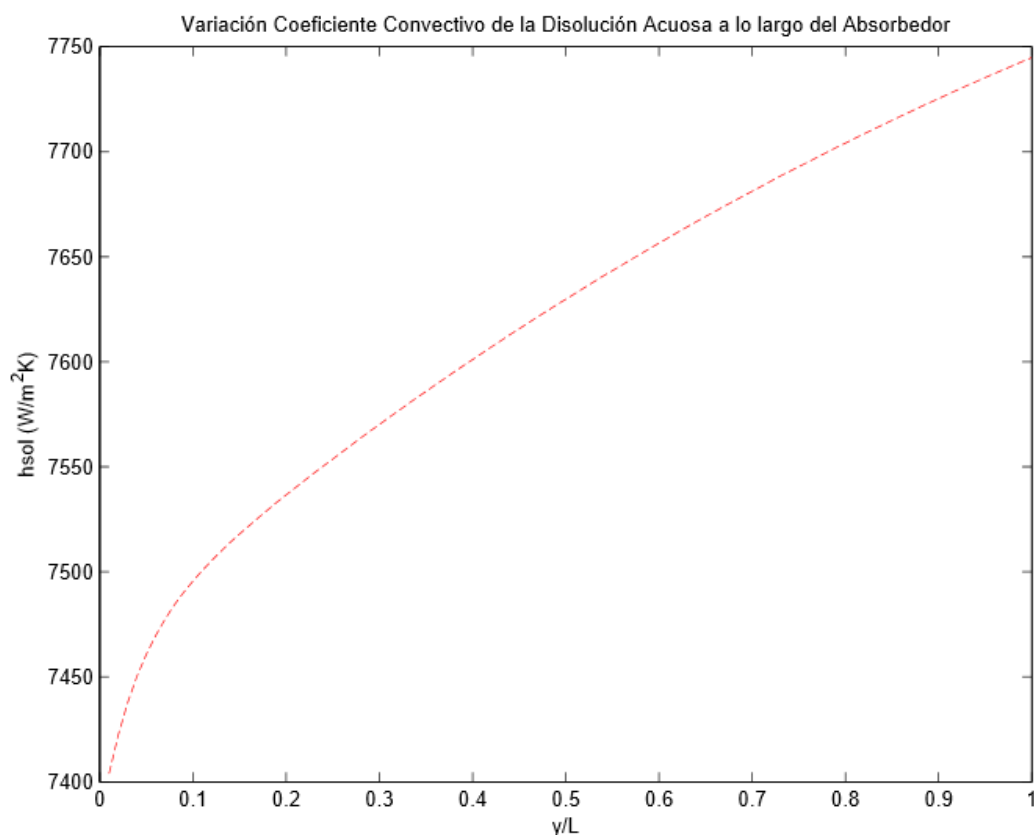


Figura 6.22. Evolución coeficiente convectivo disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Como vemos en la figura 6.22, la tendencia del coeficiente convectivo a lo largo del Absorbedor es positiva. Como observamos en el Capítulo 4 **“Diseño y Modelo Matemático”** a través de la expresión del número de Nusselt (4.1.), del cual se despejan los coeficientes convectivos, estos dependen de las dimensiones del canal y del coeficiente de conductividad de dicho fluido, el cuál es función de la temperatura y concentración en LiBr de la disolución acuosa, como ya se ha observado en este estudio, el efecto de la evolución decreciente de la concentración de LiBr es mucho menos significativo que el de la evolución progresiva de la temperatura de la disolución acuosa, por lo que es coherente que al igual que está, la evolución del coeficiente convectivo de dicho fluido, tenga una tendencia incremental.

Q) *Coefficiente Convectivo del Vapor de Agua*

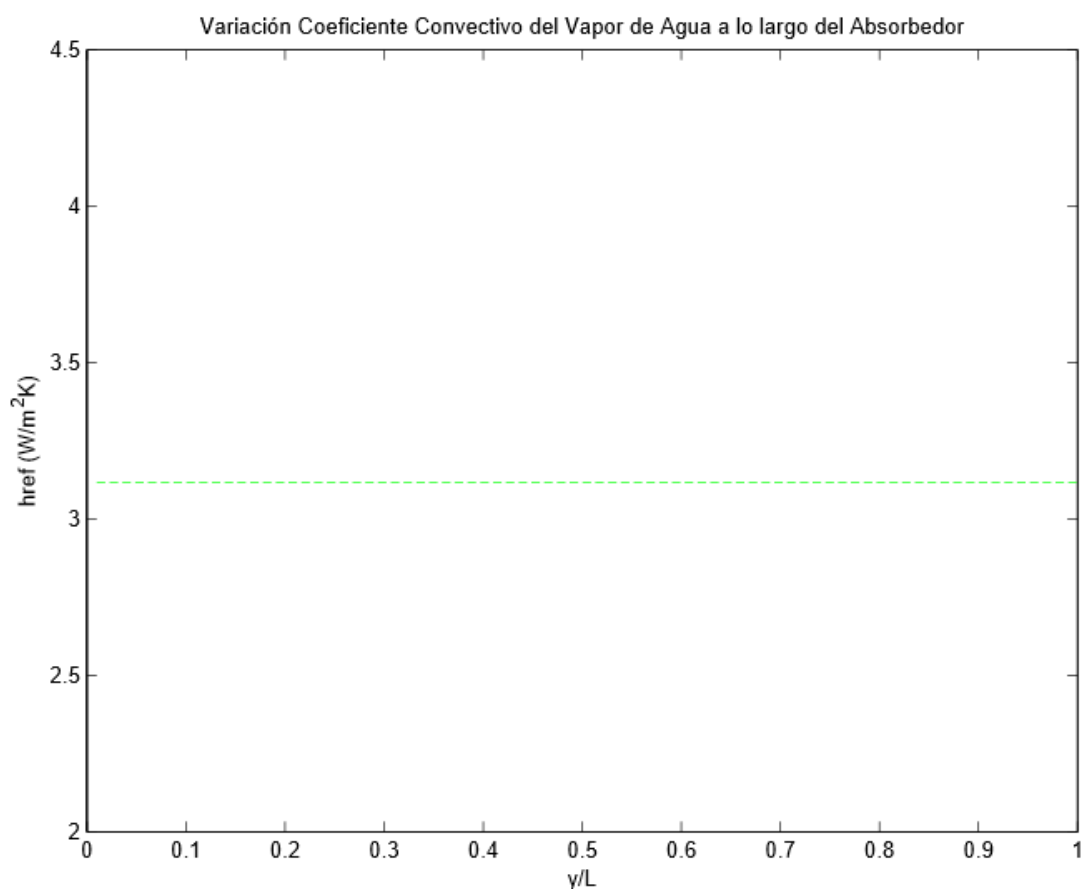


Figura 6.23. Evolución convectivo vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

De la misma manera que en el apartado anterior, sabiendo que el coeficiente convectivo del vapor de agua depende de los parámetros dimensionales del canal, los cuáles son constantes y de la temperatura del vapor de agua, tal como se expone en el apartado “B) *Evolución Temperatura del Vapor de Agua*”, es lógico observar como la evolución de este componente es equiparable al de su temperatura, con su tendencia de naturaleza convergente en torno a un valor.

R) Coeficiente Convectivo del Agua de Enfriamiento

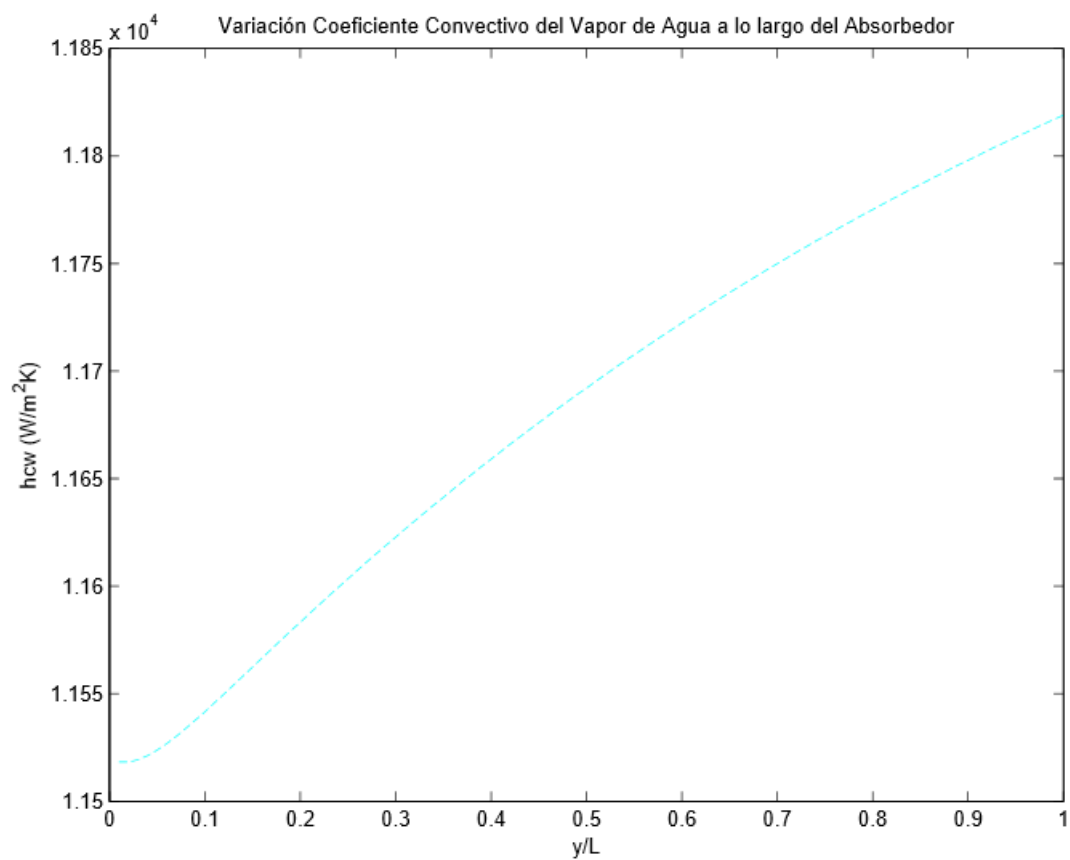


Figura 6.24. Evolución coeficiente convectivo del agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Análogamente a lo descrito en los dos apartados anteriores, de manera consecuente a la dependencia del coeficiente convectivo del agua de enfriamiento con respecto a la temperatura de dicho fluido, es comprensible que la evolución de dicho coeficiente termodinámico del fluido se asemeje a la evolución de la temperatura, tal y como se refleja en la Figura 6.24.

S) Coeficiente Transferencia Global Disolución Acuosa-Vapor de Agua

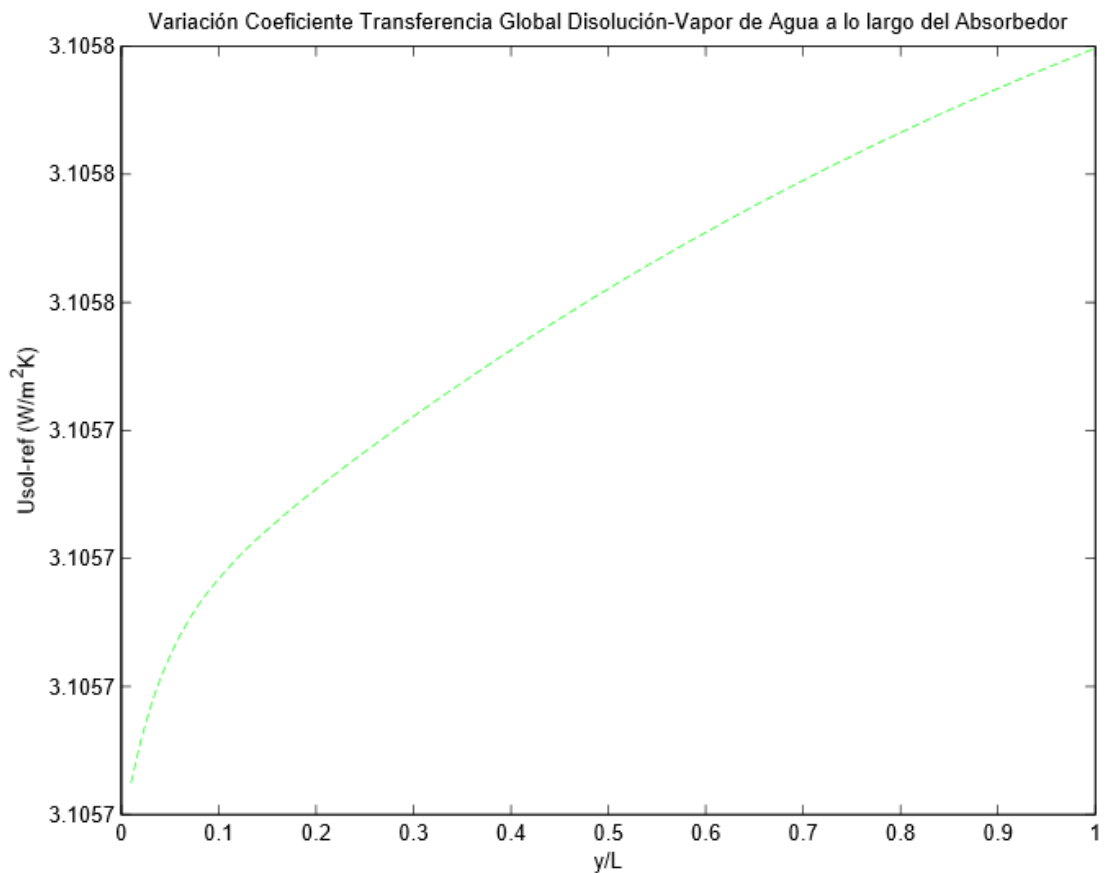


Figura 6.25. Evolución coeficiente transferencia global del calor desde disolución acuosa hacia el vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La evolución de este coeficiente global de transferencia global, teniendo en cuenta los intervalos de valores de las resistencias que lo componen, es lógica dado que está dominado por el coeficiente convectivo del Vapor de Agua y su evolución incremental está fundamentada en torno a las explicaciones que se han argumentado con anterioridad.

T) Coeficiente Transferencia Global Disolución Acuosa-Agua de Enfriamiento

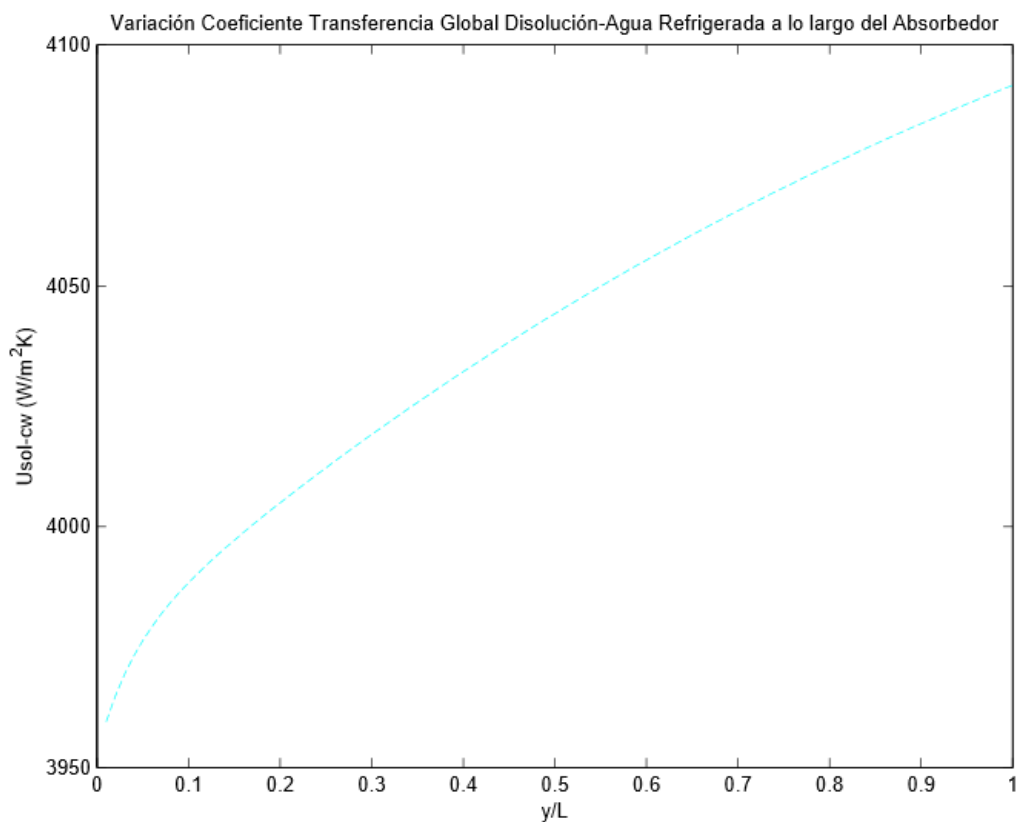


Figura 6.26. Evolución coeficiente transferencia global del calor desde disolución acuosa hacia el agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Tanto la tendencia positiva de este coeficiente de Transferencia Global a lo largo del Absorbedor como los valores entre los que está limitada su resistencia térmica global, está determinado por los valores de los coeficientes de transferencia de calor que lo componen.

U) Calor Transferido desde la Disolución Acuosa hacia el Vapor de Agua (Q_2)

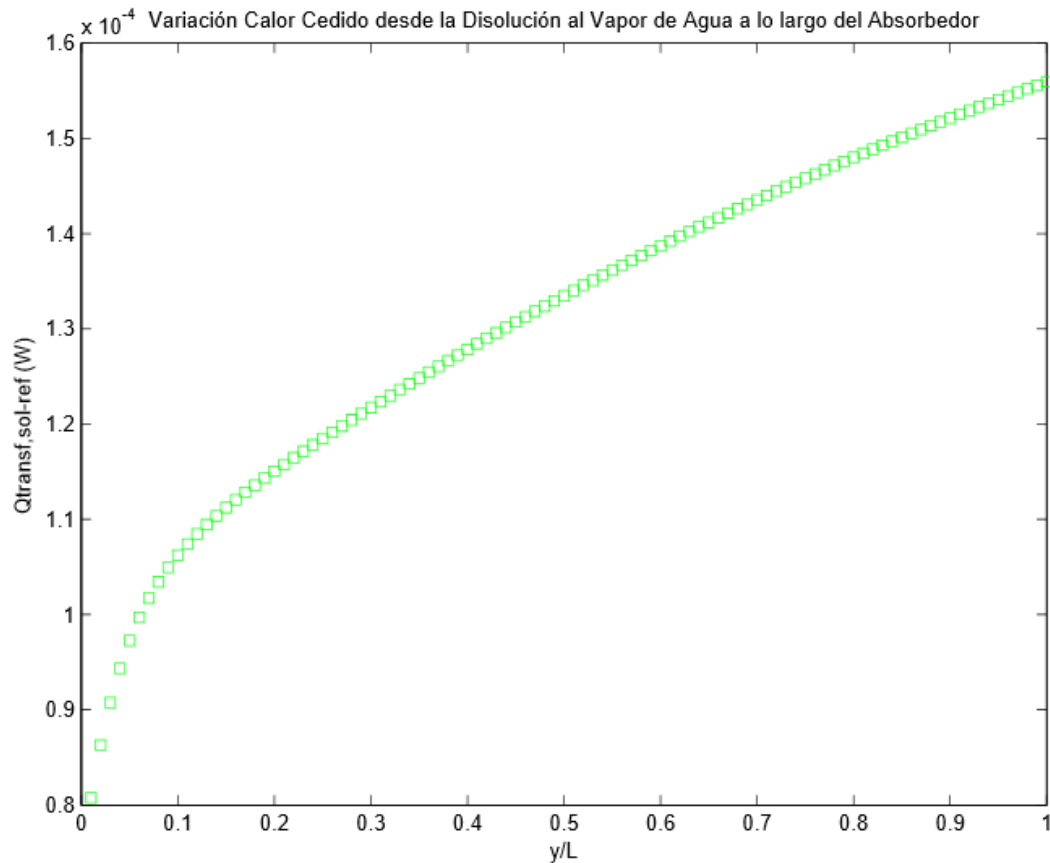


Figura 6.27. Evolución flujo de calor desde disolución acuosa hacia el vapor de agua a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

La evolución del flujo de calor desde la disolución acuosa al refrigerante, reflejada en la Figura 6.27, está claramente influenciada por dos parámetros, ya que los restantes permanecen constantes. En concreto por el coeficiente global de transferencia de calor que domina dicho proceso de transferencia de calor, y cuya tendencia se asemeja a la desarrollada a lo largo del Absorbedor por el flujo de calor. Y además la temperatura de la disolución que aumenta a lo largo de su recorrido por el Absorbedor, lo que hace aumentar más el valor de dicho calor transferido ya que como vimos en apartados anteriores la temperatura del vapor permanece “prácticamente” constante.

Pero esta transferencia de calor es mucho menor al flujo de calor cedido al agua de enfriamiento, debido principalmente al coeficiente global de transferencia de calor.

V) Calor Transferido desde la Disolución Acuosa hacia el Agua de Enfriamiento (Q_5)

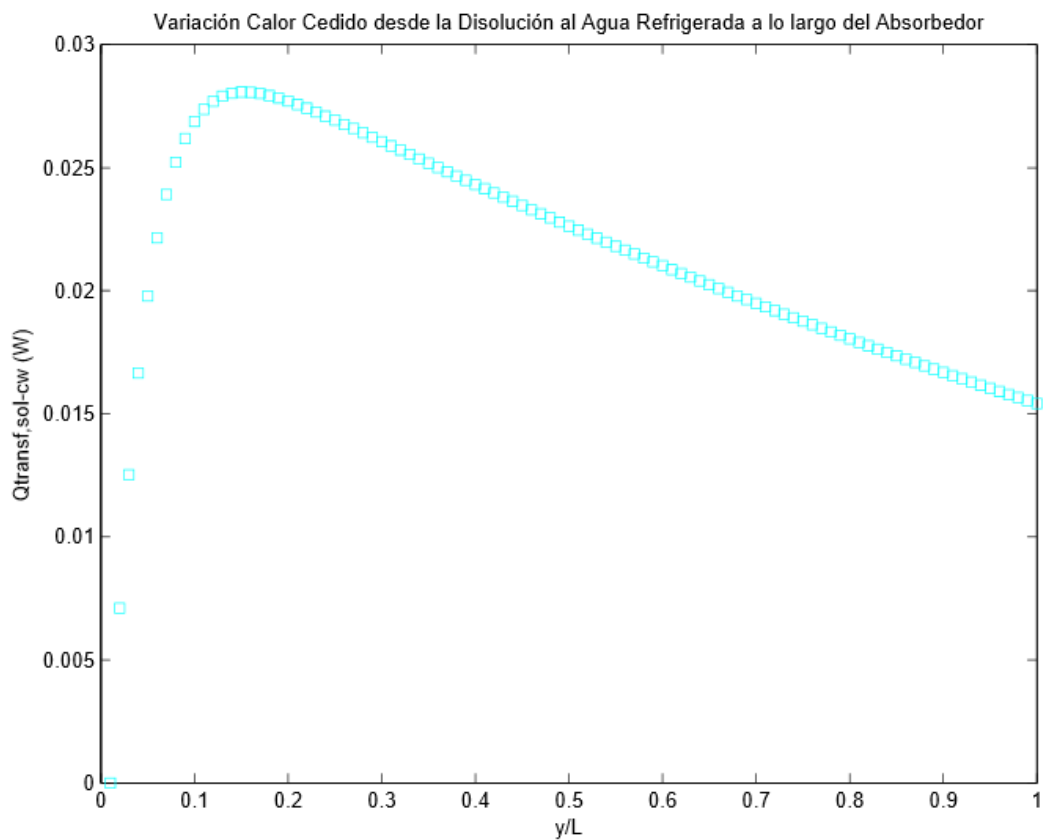


Figura 6.28. Evolución flujo de calor desde disolución acuosa hacia el agua de enfriamiento a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

El flujo de calor procedente de la disolución acuosa hacia el agua de enfriamiento es el mayoritario registrado en el Absorbedor, reflejo del valor del coeficiente de transferencia global que domina dicho flujo. La tendencia que se observa en el gráfico refleja la evolución de ambos fluidos a lo largo del Absorbedor, a medida que ambos circulan a lo largo del Absorbedor, debido a su contacto a través de la interfase metálica, adquieren valores más cercanos, debido a la cesión de calor y como consecuencia a la atenuación del incremento de la temperatura de la Disolución Acuosa y por la disminución de la capacidad de Absorción de la Disolución Acuosa, por lo tanto en un primer momento se producirá como se refleja en la Figura 6.28, un aumento de la cesión de calor debido a la diferencia inicial de temperaturas de los diferentes fluidos, hasta que las temperaturas de estos se aproximan y dicho flujo de calor comienza a disminuir, como se observa en la Figura 6.28.

W) Calor Absorbido por la Disolución Acuosa

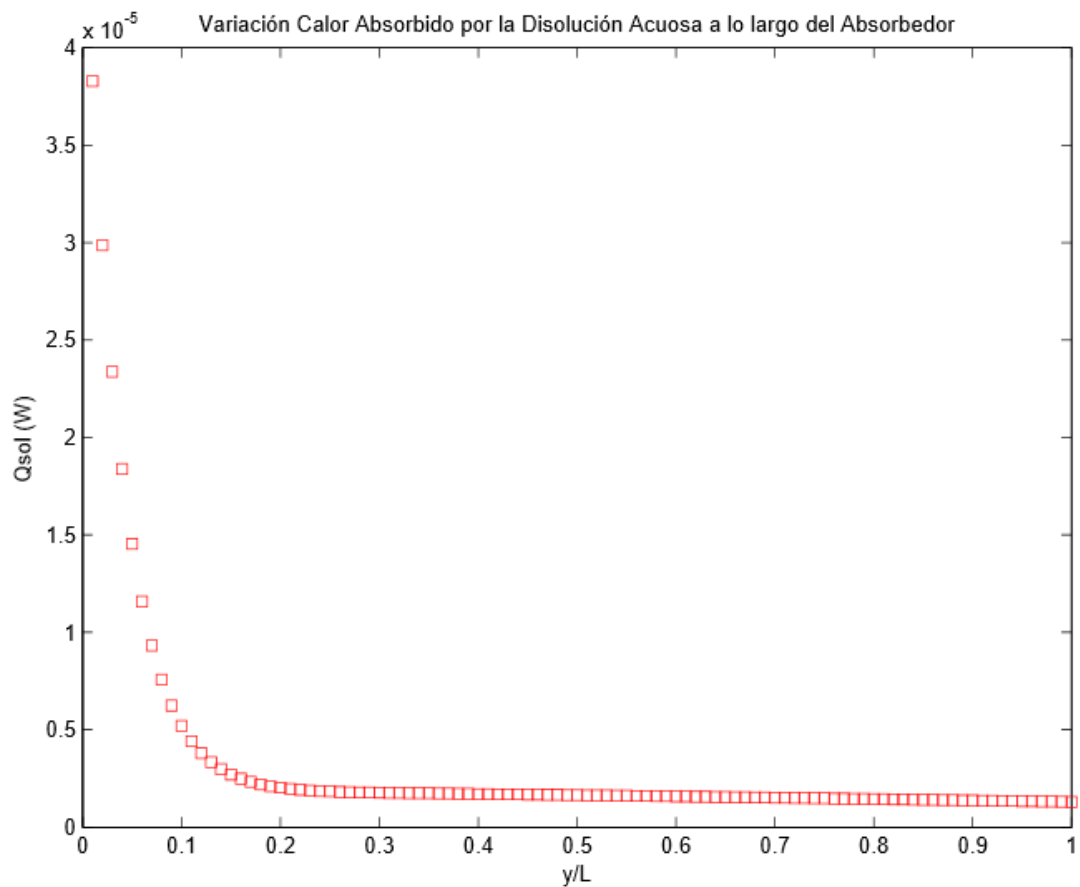


Figura 6.29. Evolución flujo de calor absorbido por la disolución acuosa a lo largo del absorbedor, para la configuración base.

Respecto a la tendencia que se observa a lo largo de todo este estudio el calor absorbido asociado a la absorción de vapor, hasta un punto en torno a los 0.1-0.2 y/L, desciende pronunciadamente, decreciendo a partir de ese punto a lo largo del Absorbedor. Este calor absorbido por el fluido se traduce en un aumento de la temperatura de la disolución acuosa, y como se observa en la Figura 6.29, sus tendencias son muy similares. El efecto de esta parte del calor absorbido producto del proceso de transferencia de calor y no cedido a los fluidos cercanos, es el que provoca la merma de las propiedades de absorción de la disolución acuosa y aunque sus valores son mínimos y finalmente su tendencia llega a estabilizarse en torno a un valor, el efecto de este calor absorbido es notable sobre la evolución y comportamiento del Absorbedor.

6.4 3^{er} ESTUDIO: Análisis de sensibilidad de diferentes parámetros

A) Análisis Variabilidad Anchura Canal Disolución

Tabla 6.2. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Anchura (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-4}	0.043607
Caso C	$1,2 \cdot 10^{-4}$	0.041938
Caso D	$1,4 \cdot 10^{-4}$	0.040444
Caso E	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0.039048
Caso F	$1,8 \cdot 10^{-4}$	0.037742
Caso A (Config. Básica)	$2 \cdot 10^{-4}$	0.036518
Caso G	$2,2 \cdot 10^{-4}$	0.035372
Caso H	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0.034296
Caso I	$2,6 \cdot 10^{-4}$	0.033286
Caso J	$2,8 \cdot 10^{-4}$	0.032338
Caso K	$3 \cdot 10^{-4}$	0.031447

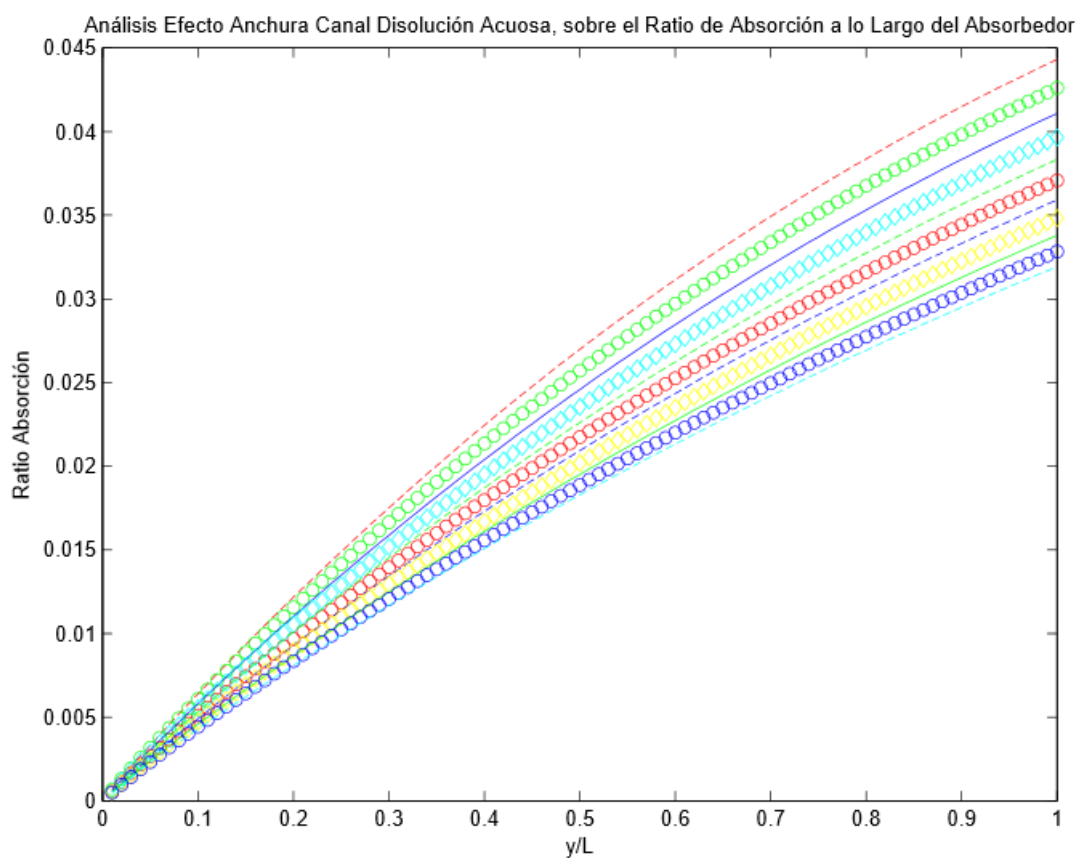
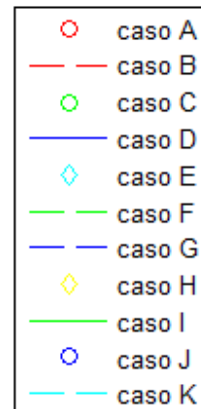


Figura 6.30. Análisis Variabilidad Anchura Canal Disolución.

B) Análisis Variabilidad Anchura Canal Vapor de Agua

Tabla 6.3. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Anchura (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-2}	0.036580
Caso C	$1,2 \cdot 10^{-2}$	0.036559
Caso D	$1,4 \cdot 10^{-2}$	0.036545
Caso E	$1,6 \cdot 10^{-2}$	0.036534
Caso F	$1,8 \cdot 10^{-2}$	0.036525
Caso A (Config. Básica)	$2 \cdot 10^{-2}$	0.036518
Caso G	$2,2 \cdot 10^{-2}$	0.036513
Caso H	$2,4 \cdot 10^{-2}$	0.036508
Caso I	$2,6 \cdot 10^{-2}$	0.036504
Caso J	$2,8 \cdot 10^{-2}$	0.036501
Caso K	$3 \cdot 10^{-2}$	0.036489

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

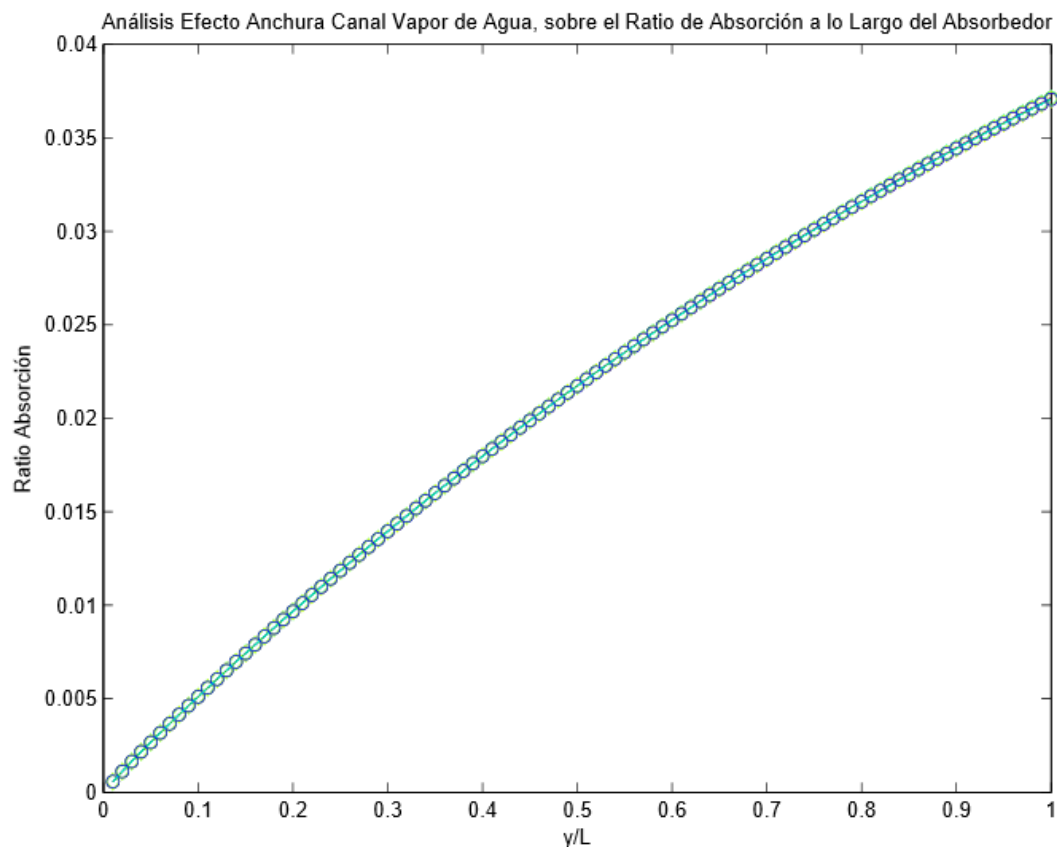


Figura 6.31. Análisis Variabilidad Anchura Canal Vapor de Agua.

C) Análisis Variabilidad Anchura Canal Agua de enfriamiento

Tabla 6.4. Casos, longitudes y ratios absorción total correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Anchura (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-4}	0.037071
Caso C	$1,2 \cdot 10^{-4}$	0.036962
Caso D	$1,4 \cdot 10^{-4}$	0.036853
Caso E	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0.036742
Caso F	$1,8 \cdot 10^{-4}$	0.036631
Caso A (Config. Básica)	$2 \cdot 10^{-4}$	0.036518
Caso G	$2,2 \cdot 10^{-4}$	0.036406
Caso H	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0.036292
Caso I	$2,6 \cdot 10^{-4}$	0.036178
Caso J	$2,8 \cdot 10^{-4}$	0.036064
Caso K	$3 \cdot 10^{-4}$	0.035949

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

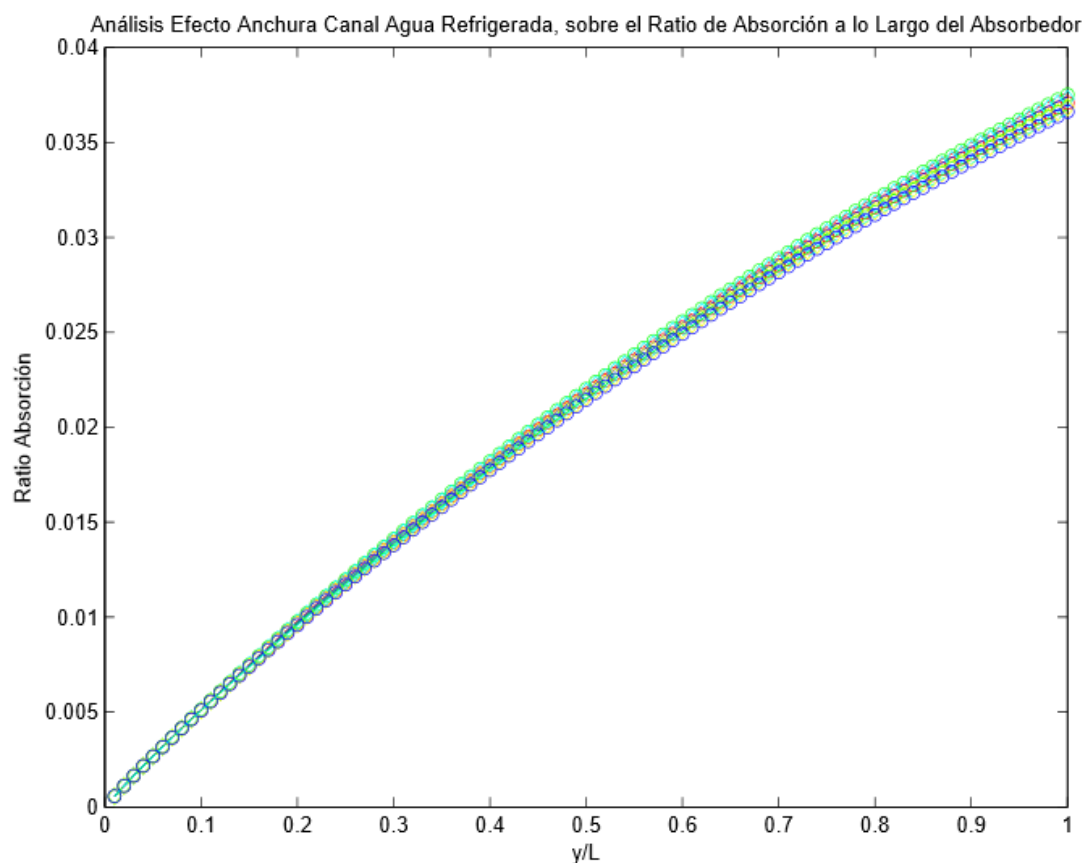


Figura 6.32. Análisis Variabilidad Anchura Canal Agua de enfriamiento.

D) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Disolución

Tabla 6.5. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la profundidad del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Profundidad (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-5}	0.000909
Caso C	$2 \cdot 10^{-4}$	0.013959
Caso D	$4 \cdot 10^{-4}$	0.022185
Caso E	$6 \cdot 10^{-4}$	0.028238
Caso F	$8 \cdot 10^{-4}$	0.032892
Caso A (Config. Básica)	10^{-3}	0.036518
Caso G	$1,2 \cdot 10^{-3}$	0.039402
Caso H	$1,4 \cdot 10^{-3}$	0.041740
Caso I	$1,6 \cdot 10^{-3}$	0.043670
Caso J	$1,8 \cdot 10^{-3}$	0.045288
Caso K	$2 \cdot 10^{-3}$	0.046662

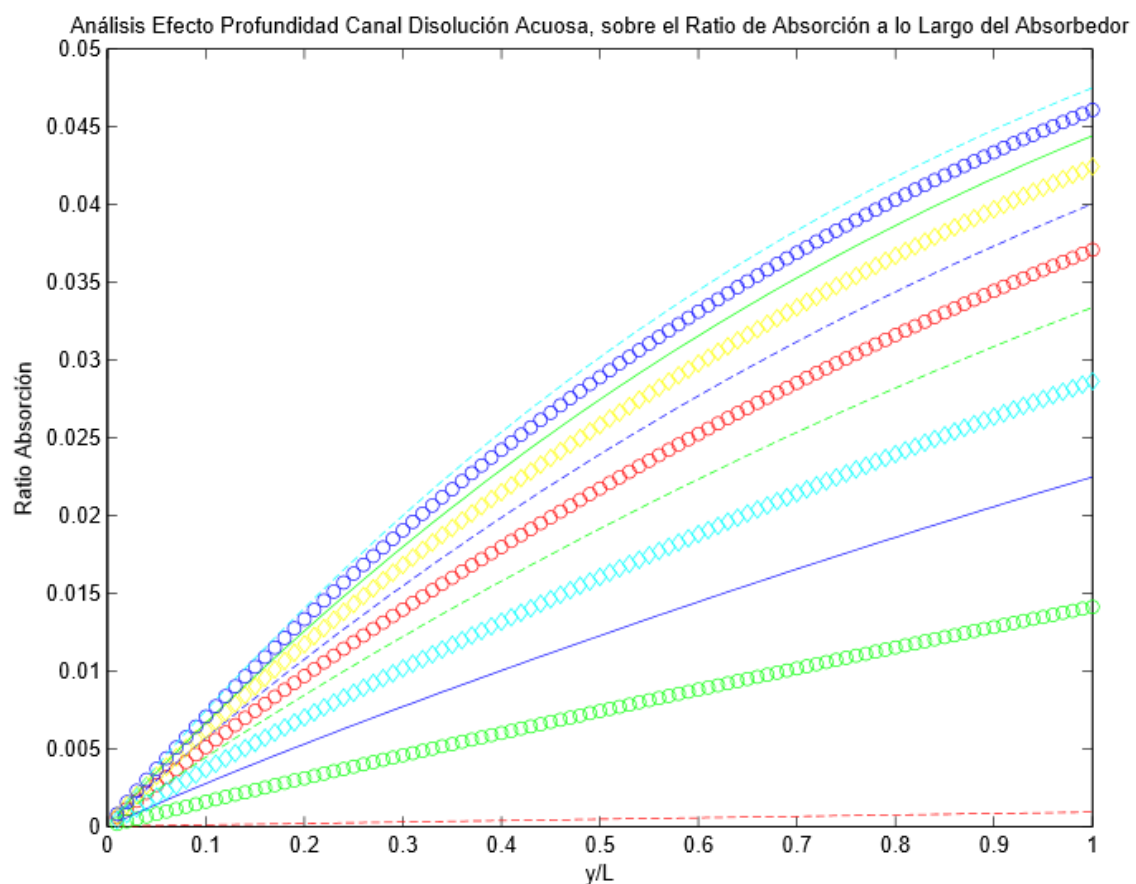
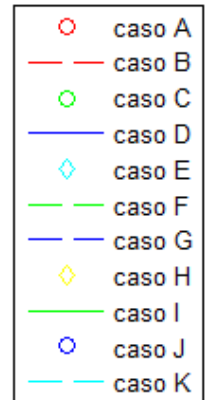


Figura 6.33. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Disolución.

E) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Vapor de Agua

Tabla 6.6. Casos, longitudes y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la profundidad del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Profundidad (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	$5 \cdot 10^{-2}$	0.036501
Caso C	10^{-1}	0.036510
Caso D	$1,5 \cdot 10^{-1}$	0.036514
Caso E	$2 \cdot 10^{-1}$	0.036516
Caso F	$2,5 \cdot 10^{-1}$	0.036517
Caso A (Config. Básica)	$3 \cdot 10^{-1}$	0.036518
Caso G	$3,5 \cdot 10^{-1}$	0.036519
Caso H	$4 \cdot 10^{-1}$	0.036520
Caso I	$4,5 \cdot 10^{-1}$	0.036520
Caso J	$5 \cdot 10^{-1}$	0.036521
Caso K	$5,5 \cdot 10^{-1}$	0.036521

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

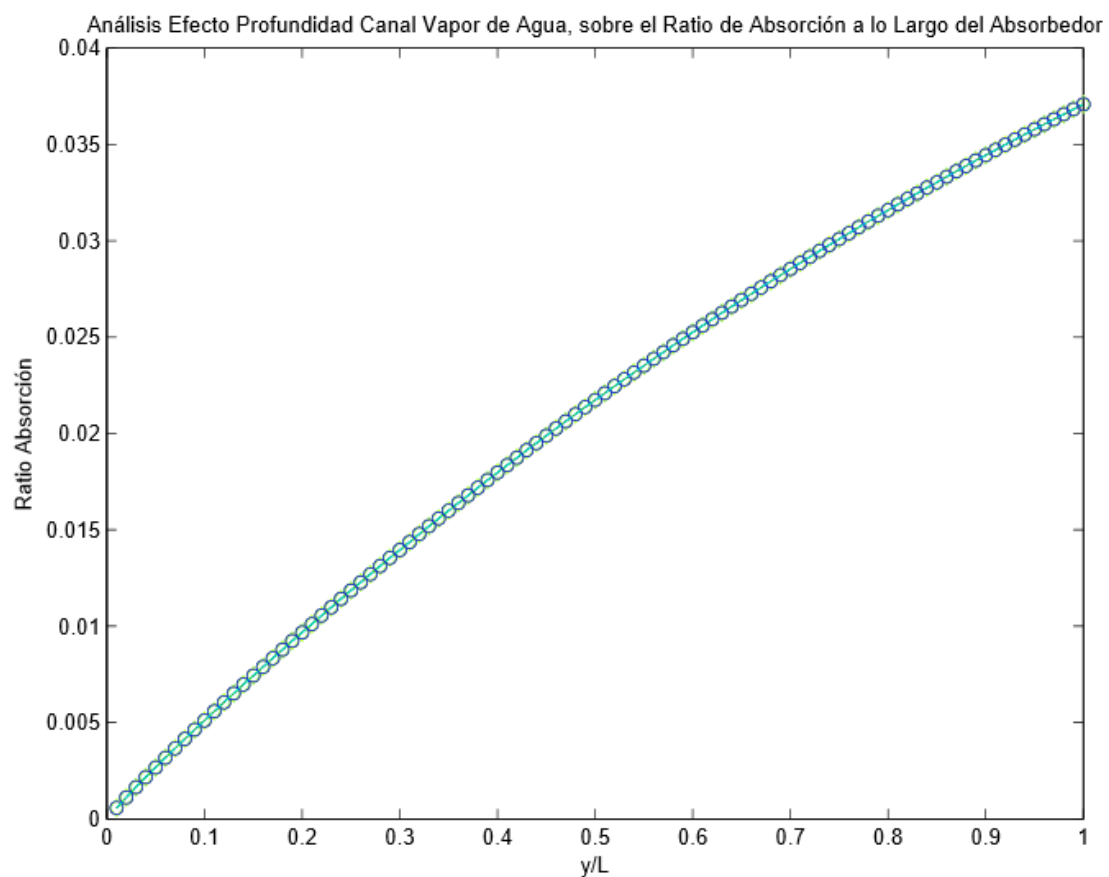


Figura 6.34. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Vapor de Agua.

F) Análisis Variabilidad Profundidad Canal Agua de Enfriamiento

Tabla 6.7 Casos, longitudes y ratios absorción total correspondientes al análisis de variabilidad de la anchura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Profundidad (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-4}	0.036281
Caso C	$5 \cdot 10^{-4}$	0.036296
Caso D	10^{-3}	0.036409
Caso E	$1,5 \cdot 10^{-3}$	0.036468
Caso F	$2 \cdot 10^{-3}$	0.036499
Caso A (Config. Básica)	$2,5 \cdot 10^{-3}$	0.036518
Caso G	$3 \cdot 10^{-3}$	0.036532
Caso H	$3,5 \cdot 10^{-3}$	0.036541
Caso I	$4 \cdot 10^{-3}$	0.036548
Caso J	$4,5 \cdot 10^{-3}$	0.036554
Caso K	$5 \cdot 10^{-3}$	0.036558



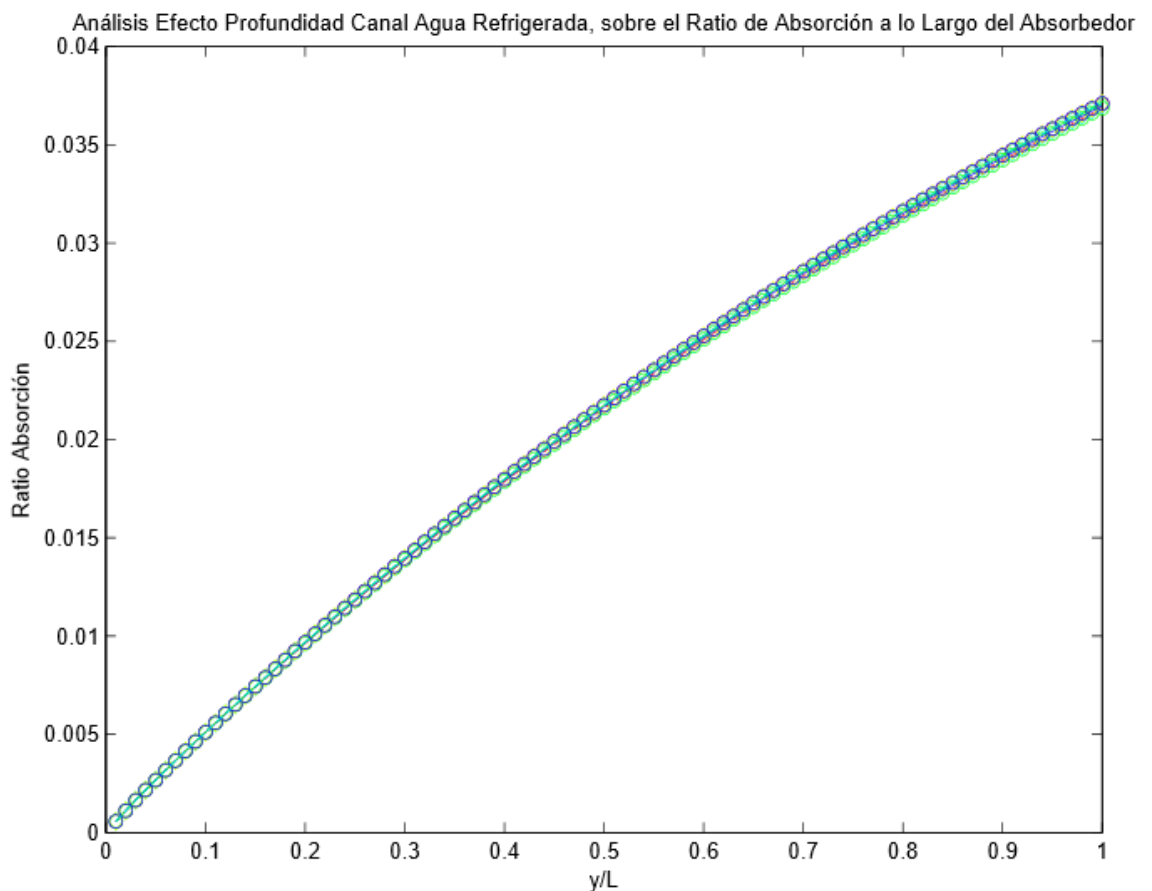


Figura 6.35. Análisis Variabilidad Profundidad Canal Agua de enfriamiento.

G) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Disolución

Tabla 6.8. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Flujo másico global (kg/s)	Ratio Absorción Total
Caso B	$3 \cdot 10^{-3}$	0.050002
Caso C	$3,4 \cdot 10^{-3}$	0.046364
Caso D	$3,8 \cdot 10^{-3}$	0.043317
Caso E	$4,2 \cdot 10^{-3}$	0.040721
Caso F	$4,6 \cdot 10^{-3}$	0.038478
Caso A (Config. Básica)	$5 \cdot 10^{-3}$	0.036518
Caso G	$5,4 \cdot 10^{-3}$	0.034788
Caso H	$5,8 \cdot 10^{-3}$	0.033247
Caso I	$6,2 \cdot 10^{-3}$	0.031865
Caso J	$6,6 \cdot 10^{-3}$	0.030617
Caso K	$7 \cdot 10^{-3}$	0.029483

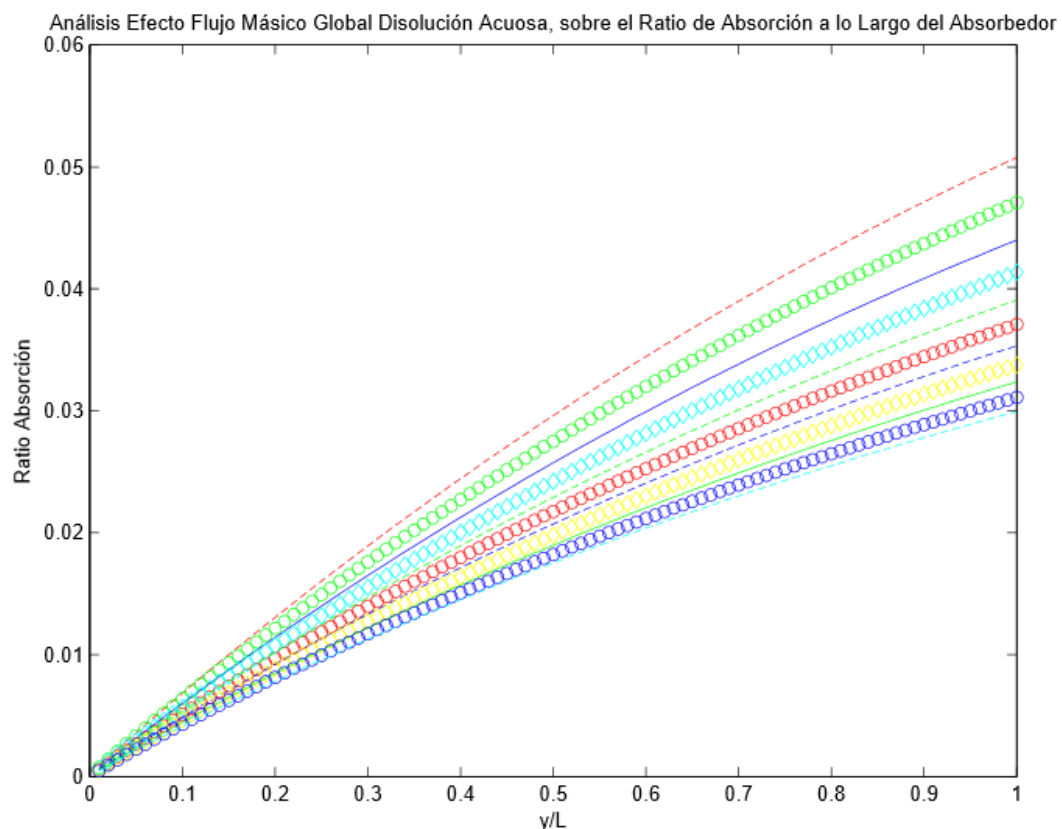
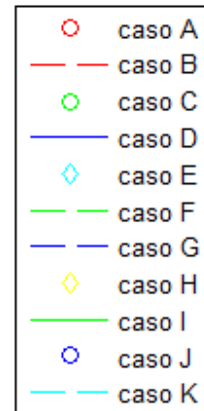


Figura 6.36. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Disolución.

H) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Vapor de Agua

Tabla 6.9. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal de vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Flujo másico global (kg/s)	Ratio Absorción Total
Caso B	3.10^{-4}	0.036518
Caso C	$3,4.10^{-4}$	0.036518
Caso D	$3,8.10^{-4}$	0.036518
Caso E	$4,2.10^{-4}$	0.036518
Caso F	$4,6.10^{-4}$	0.036518
Caso A (Config. Básica)	5.10^{-4}	0.036518
Caso G	$5,4.10^{-4}$	0.036518
Caso H	$5,8.10^{-4}$	0.036518
Caso I	$6,2.10^{-4}$	0.036518
Caso J	$6,6.10^{-4}$	0.036518
Caso K	7.10^{-4}	0.036518

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

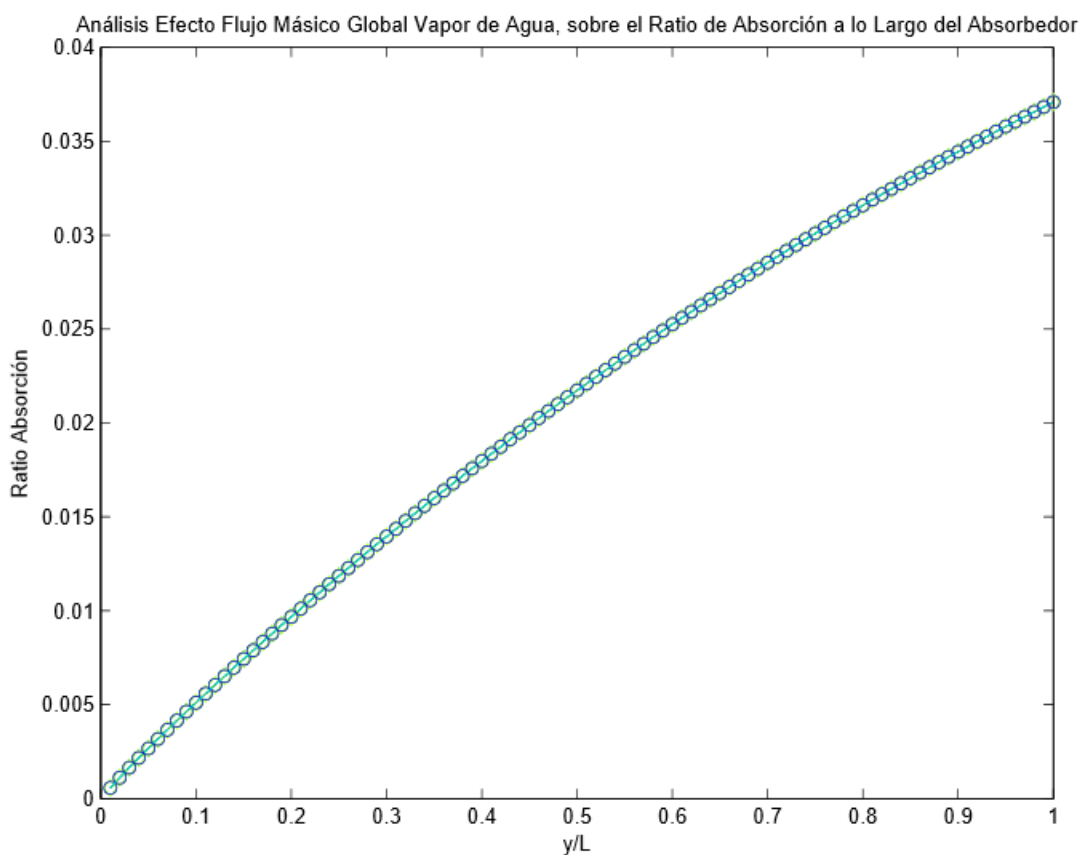


Figura 6.37. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Vapor de Agua.

I) Análisis Variabilidad Flujo Másico Canal Agua de Enfriamiento

Tabla 6.10. Casos, caudales, máscos globales y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del flujo másico del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Flujo másico global (kg/s)	Ratio Absorción Total
Caso B	$3 \cdot 10^{-3}$	0.032685
Caso C	$3,4 \cdot 10^{-3}$	0.033676
Caso D	$3,8 \cdot 10^{-3}$	0.034533
Caso E	$4,2 \cdot 10^{-3}$	0.035280
Caso F	$4,6 \cdot 10^{-3}$	0.035937
Caso A (Config. Básica)	$5 \cdot 10^{-3}$	0.036518
Caso G	$5,4 \cdot 10^{-3}$	0.037037
Caso H	$5,8 \cdot 10^{-3}$	0.037502
Caso I	$6,2 \cdot 10^{-3}$	0.037921
Caso J	$6,6 \cdot 10^{-3}$	0.038301
Caso K	$7 \cdot 10^{-3}$	0.038640

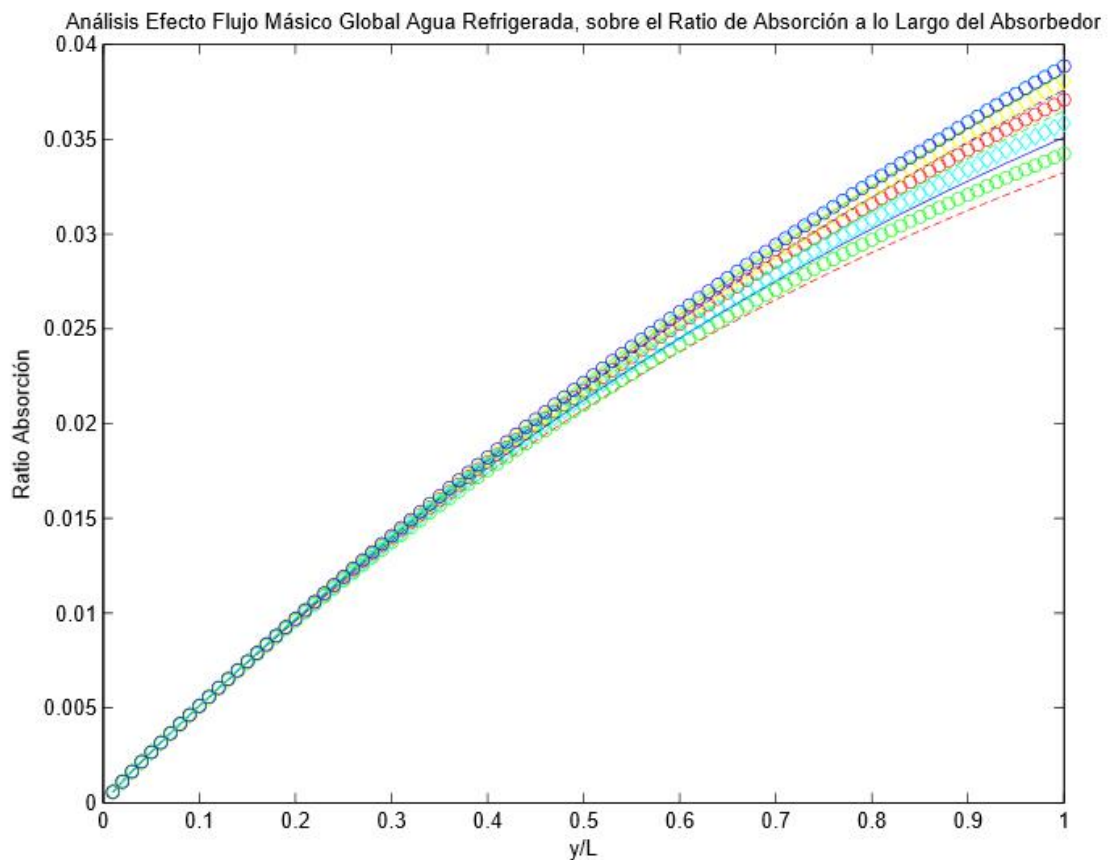
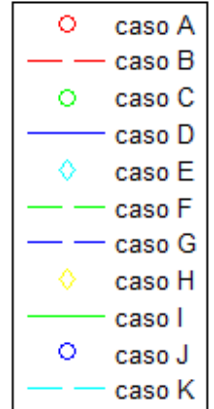


Figura 6.38. Análisis Variabilidad Flujo Másico Global Canal Agua de enfriamiento.

J) Análisis Variabilidad Temperatura Canal Disolución

Tabla 6.11. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Temperatura (°C)	Ratio Absorción Total
Caso B	15	0.039443
Caso C	17	0.038858
Caso D	19	0.038273
Caso E	21	0.037688
Caso F	23	0.037103
Caso A (Config. Básica)	25	0.036518
Caso G	27	0.035934
Caso H	29	0.035351
Caso I	31	0.034768
Caso J	33	0.034185
Caso K	35	0.033603

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

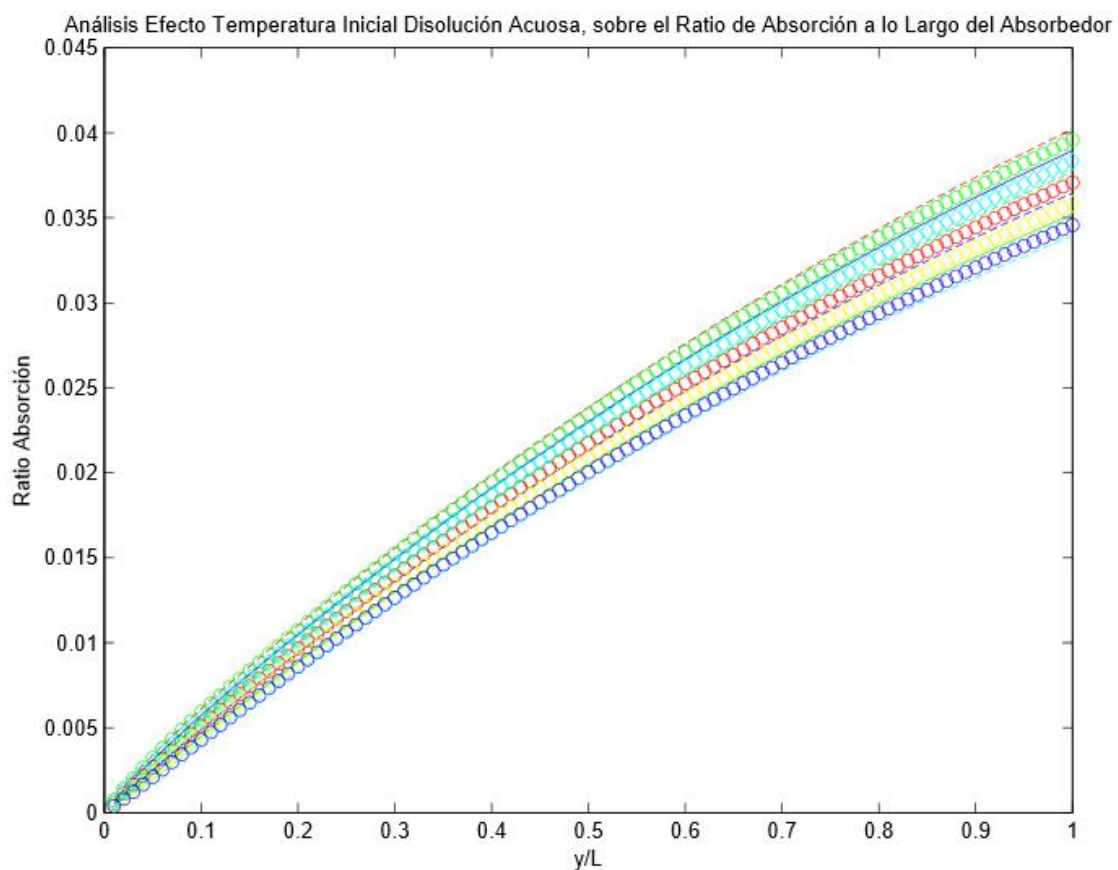


Figura 6.39. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Disolución.

K) Análisis Variabilidad Condiciones Canal Vapor de Agua

Tabla 6.12. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal del vapor de agua, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Temperatura (°C)	Presión (Pa)	Ratio Absorción Total
Caso B	2	705,98	0.016349
Caso C	4	813,54	0.019931
Caso D	6	935,35	0.023828
Caso E	8	1072,99	0.028042
Caso F	10	1228,18	0.032570
Caso A (Config. Básica)	12	1370	0.036518
Caso G	14	1598,94	0.042547
Caso H	16	1818,76	0.047970
Caso I	18	2064,66	0.054108
Caso J	20	2339,21	0.059601
Caso K	22	2645,21	0.065771

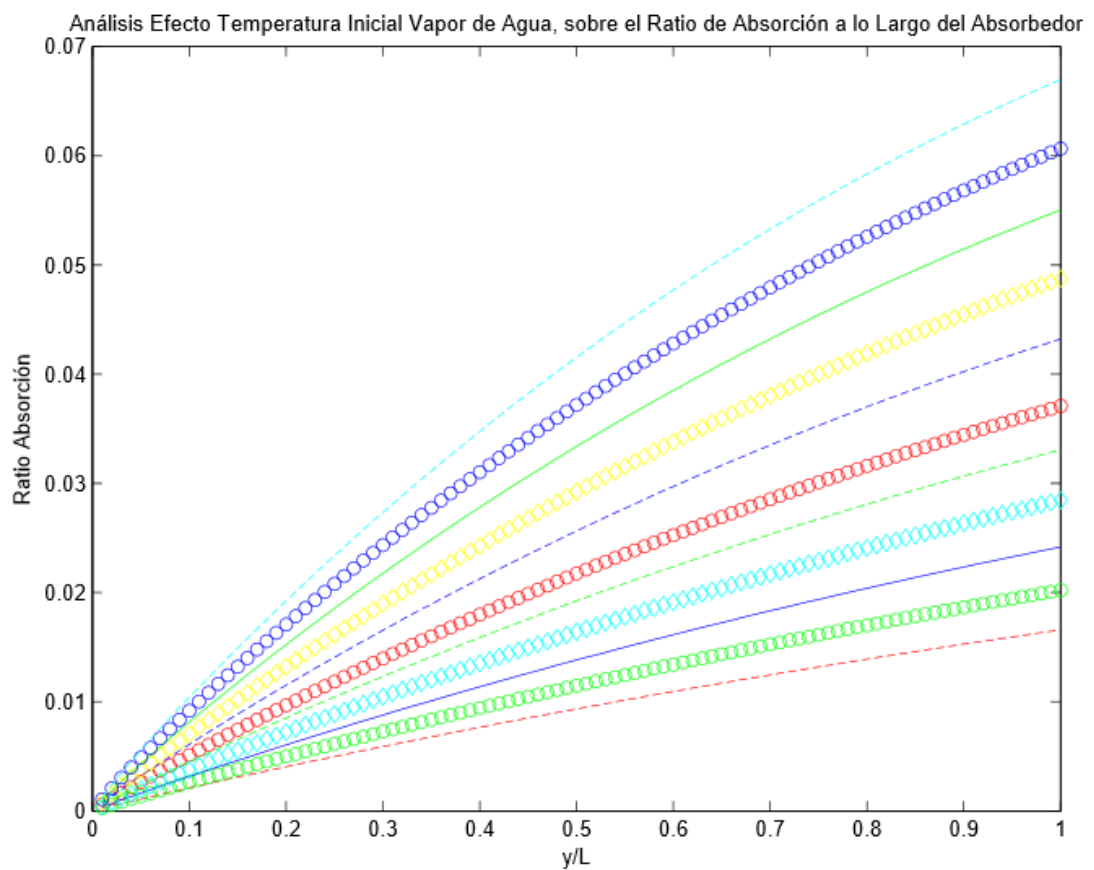
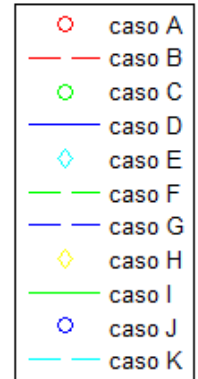


Figura 6.40. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Vapor de Agua.

L) Análisis Variabilidad Temperatura Canal Agua de Enfriamiento

Tabla 6.13. Casos, temperaturas y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la temperatura del canal del agua de enfriamiento, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Temperatura (°C)	Ratio Absorción Total
Caso B	15	0.04804
Caso C	17	0.04574
Caso D	19	0.04344
Caso E	21	0.041133
Caso F	23	0.038825
Caso A (Config. Básica)	25	0.036518
Caso G	27	0.034214
Caso H	29	0.031915
Caso I	31	0.029621
Caso J	33	0.027335
Caso K	35	0.025058

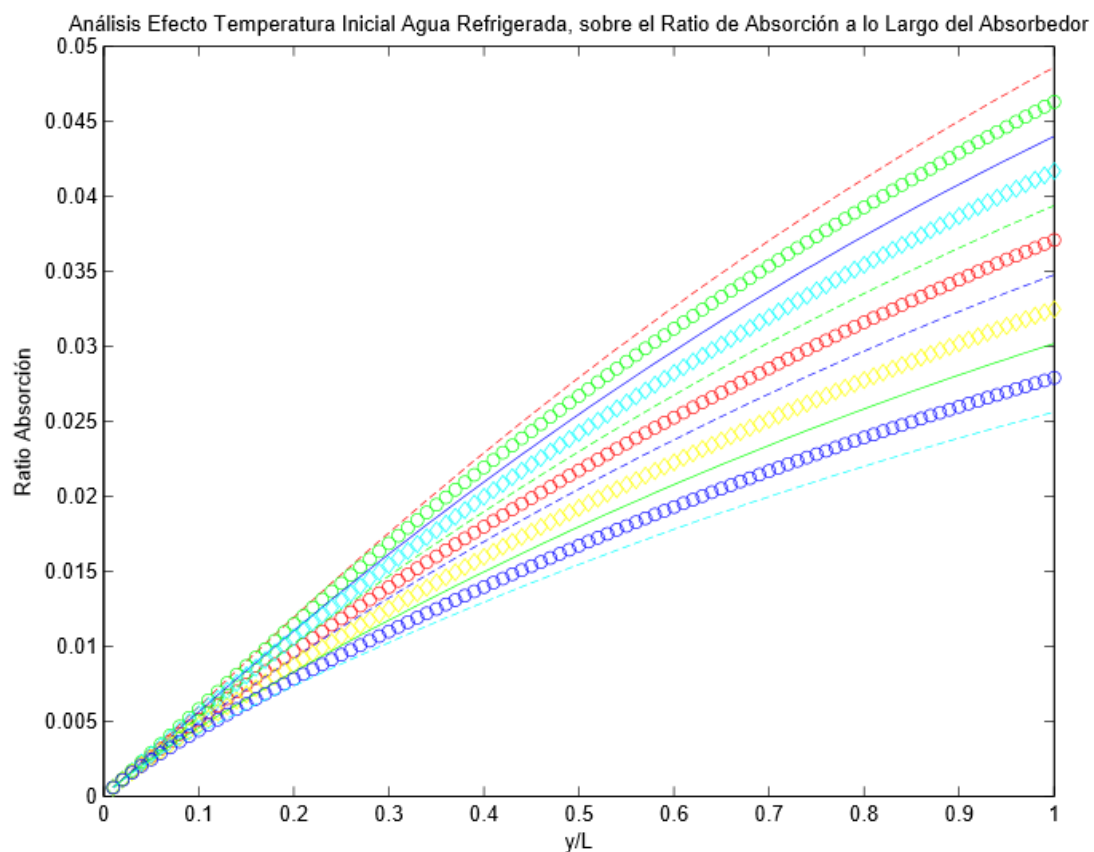
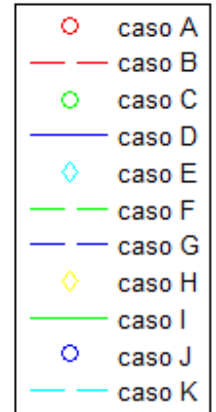
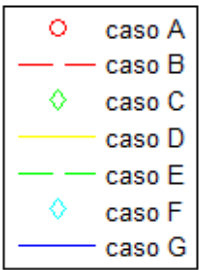


Figura 6.41. Análisis Variabilidad Temperatura Canal Agua de enfriamiento.

M) Análisis Variabilidad Concentración en LiBr Disolución Acuosa

Tabla 6.14. Casos, concentraciones, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la concentración del canal de la disolución, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Concentración (%)	Ratio Absorción Total
Caso B	55	0.028322
Caso C	57	0.032199
Caso D	59	0.035291
Caso A (Config. Básica)	60	0.036518
Caso E	61	0.037538
Caso F	63	0.038924
Caso G	65	0.039452



Análisis Efecto Concentración en LiBr Inicial en la Disolución Acuosa Inicial, sobre el Ratio de Absorción a lo Largo del Absor

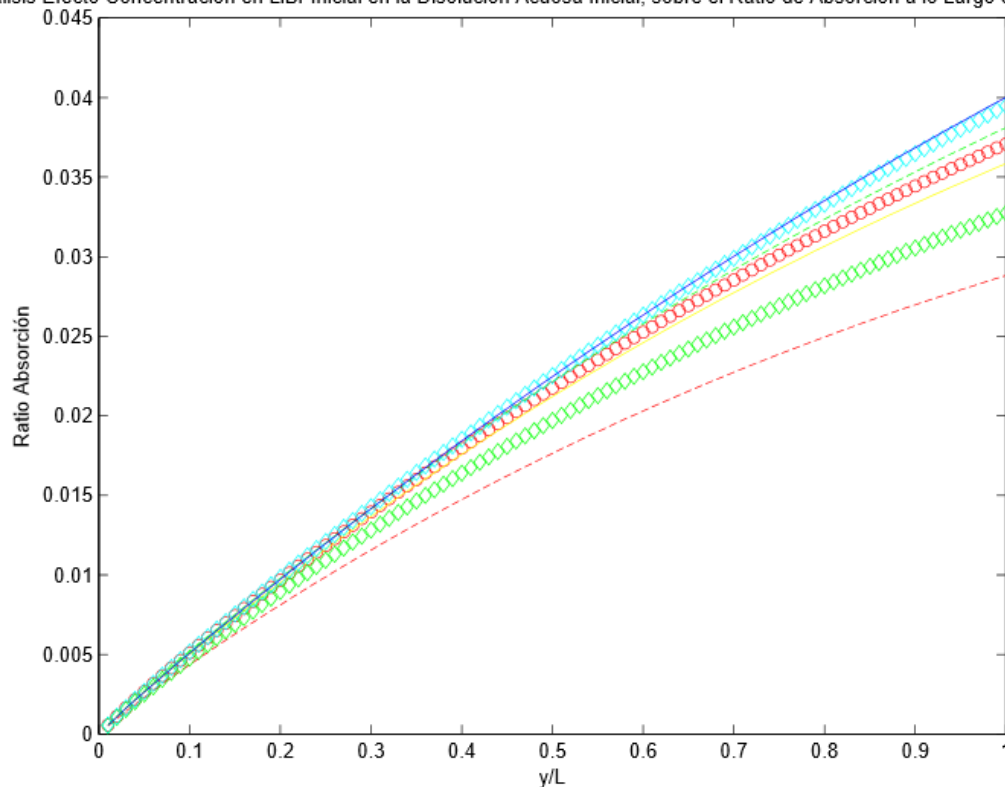


Figura 6.42. Análisis Variabilidad Concentración en LiBr de la Disolución.

N) Análisis Variabilidad Espesor de la Membrana Microporosa de PTFE

Tabla 6.15. Casos, longitudes, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del espesor de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Espesor (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	$3,5 \cdot 10^{-5}$	0.041811
Caso C	$4 \cdot 10^{-5}$	0.040680
Caso D	$4,5 \cdot 10^{-5}$	0.039584
Caso E	$5 \cdot 10^{-5}$	0.038525
Caso F	$5,5 \cdot 10^{-5}$	0.037403
Caso A (Config. Básica)	$6 \cdot 10^{-5}$	0.036518
Caso G	$6,5 \cdot 10^{-5}$	0.035570
Caso H	$7 \cdot 10^{-5}$	0.034658
Caso I	$7,5 \cdot 10^{-5}$	0.033781
Caso J	$8 \cdot 10^{-5}$	0.032939
Caso K	$8, \cdot 10^{-5}$	0.032129

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

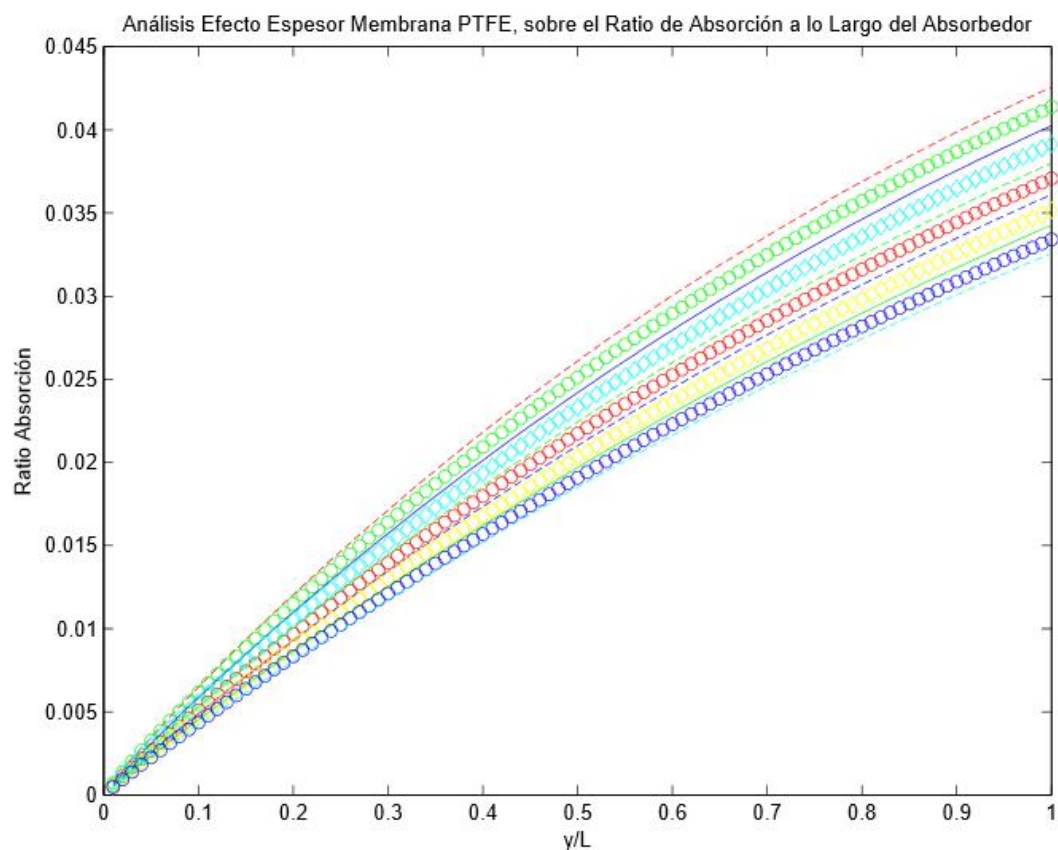


Figura 6.43. Análisis Variabilidad Espesor Membrana PTFE.

O) Análisis Variabilidad Porosidad de la Membrana Microporosa de PTFE

Tabla 6.16. Casos, tantos por ciento, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad de la porosidad de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Porosidad (%)	Ratio Absorción Total
Caso B	70	0.031052
Caso C	72	0.032243
Caso D	74	0.033387
Caso E	76	0.034482
Caso F	78	0.035526
Caso A (Config. Básica)	80	0.036518
Caso G	82	0.037459
Caso H	84	0.038348
Caso I	86	0.039186
Caso J	88	0.039976
Caso K	90	0.040717

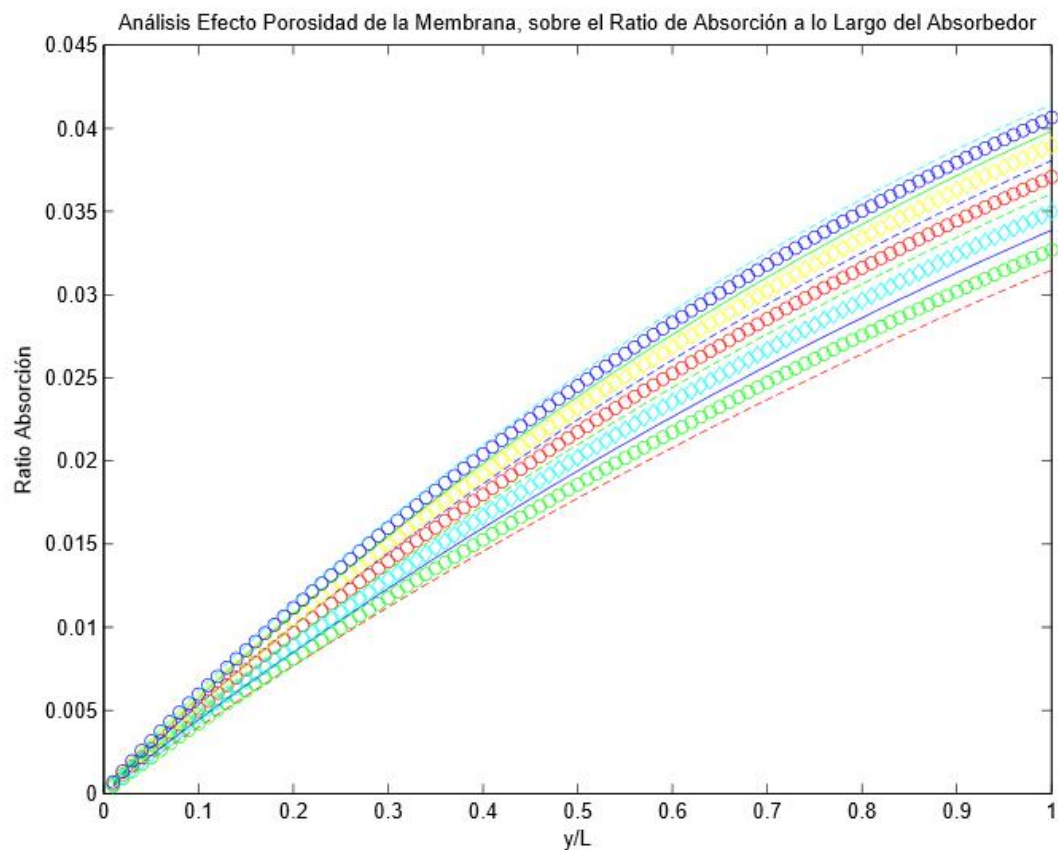
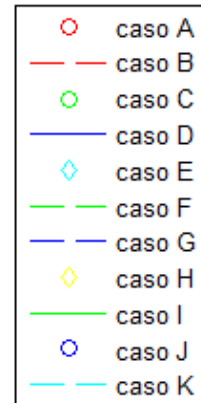


Figura 6.44. Análisis Variabilidad Porosidad Membrana PTFE.

P) Análisis Variabilidad Diámetro Medio Poro de la Membrana Microporosa de PTFE

Tabla 6.17. Casos, longitudes, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del diámetro medio de poro de la membrana microporosa de PTFE, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Diámetro Medio (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	10^{-8}	0.000920
Caso C	$2 \cdot 10^{-7}$	0.014865
Caso D	$4 \cdot 10^{-7}$	0.024052
Caso E	$6 \cdot 10^{-7}$	0.029885
Caso F	$8 \cdot 10^{-7}$	0.033781
Caso A (Config. Básica)	10^{-6}	0.036518
Caso G	$1,2 \cdot 10^{-6}$	0.038525
Caso H	$1,4 \cdot 10^{-6}$	0.040049
Caso I	$1,6 \cdot 10^{-6}$	0.041241
Caso J	$1,8 \cdot 10^{-6}$	0.042196
Caso K	$2 \cdot 10^{-6}$	0.042977

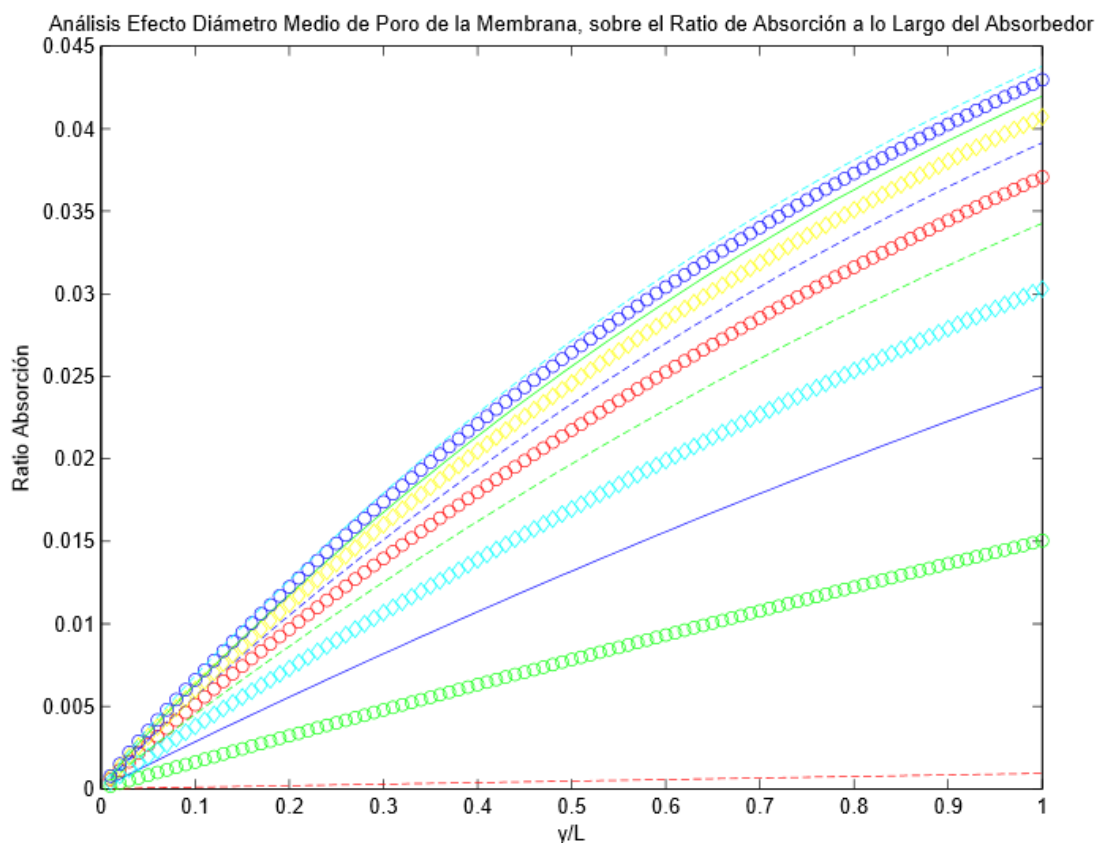
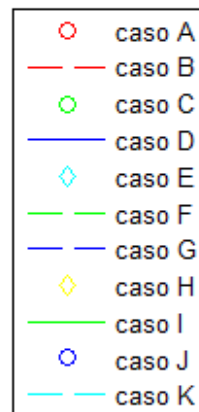


Figura 6.45. Análisis Variabilidad Diámetro Medio Poro Membrana PTFE.

Q) Análisis Variabilidad Espesor Lámina Metálica

Tabla 6.18. Casos, longitudes, y ratios absorción total global correspondientes al análisis de variabilidad del espesor de la lámina metálica, además de leyenda de las gráficas.

Caso	Espesor (m)	Ratio Absorción Total
Caso B	$4 \cdot 10^{-4}$	0.036594
Caso C	$4,2 \cdot 10^{-4}$	0.036579
Caso D	$4,4 \cdot 10^{-4}$	0.036564
Caso E	$4,6 \cdot 10^{-4}$	0.036548
Caso F	$4,8 \cdot 10^{-4}$	0.036533
Caso A (Config. Básica)	$5 \cdot 10^{-4}$	0.036518
Caso G	$5,2 \cdot 10^{-4}$	0.036504
Caso H	$5,4 \cdot 10^{-4}$	0.036488
Caso I	$5,6 \cdot 10^{-4}$	0.036474
Caso J	$5,8 \cdot 10^{-4}$	0.036459
Caso K	$6 \cdot 10^{-4}$	0.036444

○ caso A
— caso B
○ caso C
— caso D
◇ caso E
— caso F
— caso G
◇ caso H
— caso I
○ caso J
— caso K

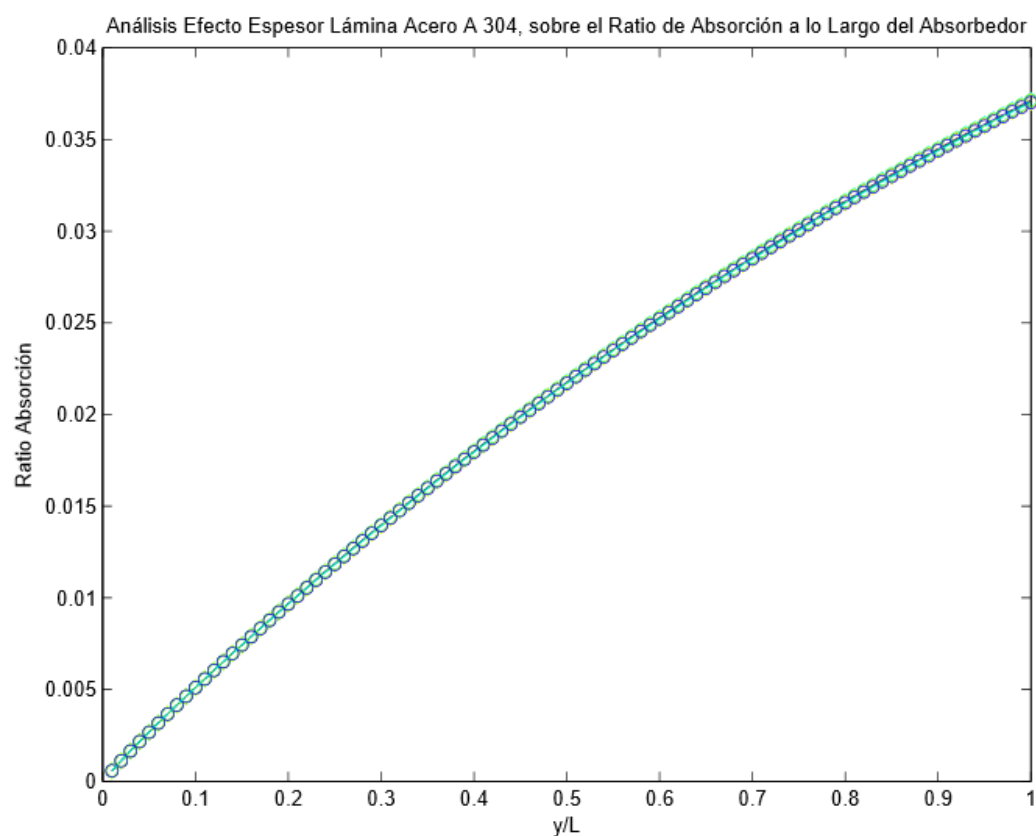


Figura 6.46. Análisis Variabilidad Espesor Lámina Metálica.

Como conclusión al Análisis de variabilidad de los diferentes parámetros involucrados en el funcionamiento del Absorbedor, los parámetros más significativos en el diseño del Absorbedor, se dividen en:

A) *Dimensionales Canal Disolución Acuosa*

En esta investigación, como resultado del análisis de variabilidad, podemos decir que los parámetros más significativos del diseño del Absorbedor, son los parámetros dimensionales del Canal por el que discurre la Disolución Acuosa

Por un lado la incidencia de la **Profundidad y Altura** de este canal repercute en el Área de transferencia tanto de masa como de calor por lo que aunque esto se traduce en un aumento de la temperatura y merma de la capacidad de absorción de la disolución, a lo largo del Absorbedor, el efecto, como vemos del aumento de la profundidad o de la altura, y por lo tanto del área de transferencia de masa tiene un importante impacto, ya que a mayor área de contacto entre los canales de Disolución Acuosa y del Vapor de Agua, mayor cantidad de éste último fluido será absorbida, aumentando de manera proporcional a estos dos parámetros dimensionales el ratio de Absorción, aunque también se vea resentida la capacidad de absorción y se pueda ver disminuido el incremento del flujo de vapor absorbido.

En cuanto al efecto de la **Anchura** del canal de disolución acuosa sobre la capacidad de absorción, su efecto se refleja en el proceso de difusión de masa en la interfase entre el vapor y la disolución acuosa ya que, como refleja el estudio, a menor sea la anchura de este canal mayor será el ratio de absorción. Esto es debido a que, a menor sea el ancho de dicho canal menor será el Área transversal a la dirección de circulación del fluido, sin afectar al área de transferencia del canal, por lo que para mismos caudales la disminución del canal representa mayores velocidades de dicho fluido a lo largo del absorbedor, lo cual tiene un importante impacto sobre el coeficiente de transferencia de la interfase: conjunto disolución-capa contacto vapor de agua-disolución acuosa, aumentándose la difusión del vapor de agua en la disolución acuosa. Siendo este mayor a medida que la anchura disminuye y por lo tanto siendo mayor la transferencia de masa producida en el Absorbedor, obteniéndose mejores ratios de Absorción

B) *Flujo Másico Disolución Acuosa y Concentración en LiBr de la Disolución Acuosa*

En este caso aumentar el **Flujo Másico de la Disolución Acuosa** se traduce en una disminución del ratio de Absorción, ya que la variación del flujo de masa de vapor absorbido producto del aumento o disminución del flujo másico de la disolución acuosa, es inferior al efecto del flujo másico de la disolución acuosa. Como se muestra en el estudio, el aumento del flujo másico de la disolución acuosa a la entrada del Absorbedor, se traduce en una disminución del ratio de absorción de dicho componente. Sin embargo la tendencia de este ratio a lo largo del Absorbedor, es positiva ya que a lo largo de él se absorberá el vapor de agua, en progresiones muy similares.

El efecto del **Flujo Másico del Agua de Enfriamiento**, aunque de menor importancia, refleja las propiedades de conductividad del agua. A mayor sea el flujo mayor será el ratio de Absorción del Absorbedor, debido a la mayor capacidad de cesión de calor desde la Disolución Acuosa hacia este fluido, lo cual se traduce en una mejora de la eficacia del componente.

En cuanto a la **Concentración en LiBr de la Disolución** la relación con respecto al ratio de absorción es proporcional, debido a las propiedades que dominan la afinidad de la disolución acuosa por el vapor de agua, por lo que a mayor concentración inicial de dicha sal mayor será la afinidad de dicha disolución por el vapor de agua y por lo tanto Mayor ratio de Absorción tendrá el Absorbedor.

C) *Condiciones de Entrada de los diferentes fluidos*

Como se ha comentado a lo largo de este estudio a mayores **Temperatura de entrada de la Disolución Acuosa**, menor capacidad de Absorción del vapor de Agua por parte de ésta, por lo que el efecto de la temperatura de entrada en este fluido aunque de poca importancia, se traduce en una disminución el ratio de Absorción,

En cuanto a la **Temperatura de entrada del Agua de Enfriamiento**, a menor sea esta más favorable será la transferencia de calor procedente de la disolución acuosa hacia este fluido, por lo que dicha pérdida de calor reducirá el incremento de la temperatura de dicho fluido, mejorándose el ratio de Absorción de este componente. Por lo tanto a menores temperaturas de entrada del agua de enfriamiento mayores ratios de Absorción se registrarán en el Absorbedor.

El importantísimo efecto de la variación de las **Condiciones del Vapor de Agua** en el funcionamiento del Absorbedor, está asociado al comportamiento de este fluido el incremento de la **Presión del Vapor de Agua**, tiene un efecto preponderante sobre el proceso de transferencia de masa, ya que dicho proceso es proporcional a dicha presión, por lo que a mayores temperaturas y presiones del vapor de agua a la entrada, mayor será el ratio de Absorción como evidencian los gráficos.

D) *Espesor, Porosidad y Diámetro Medio de Poro de la Membrana Microporosa de PTFE*

El efecto de todos estos parámetros inciden en el coeficiente de transferencia de masa de la membrana, a medida que este aumente, aumentará la transferencia de vapor a través de la membrana. El aumento del **Espesor de la Membrana** se traduce en un aumento de la resistencia a la transferencia y a medida que este aumente, disminuirá el ratio de Absorción.

Mientras que el aumento de la **Porosidad** y del **Diámetro Medio de Poro de la Membrana** provoca un aumento del coeficiente de transferencia de masa de la membrana, por lo que se obtienen mayores transferencias de masa de vapor, al encontrar este fluido un menor obstáculo en su camino hacia la disolución acuosa. En conclusión a mayores porosidades y diámetros medios de la membrana, mayores ratios de Absorción se registran en el Absorbedor.

CAPÍTULO 7. PRESUPUESTO

7.1 INTRODUCCIÓN

La parte final de todo proyecto, es la especificación, cuantificación y justificación de los costes asociados al proyecto de investigación y una estimación o predicción de los beneficios y riesgos de la inversión y desarrollo sobre dicha investigación, en el actual capítulo, se pasa a desglosar toda esta información con el objetivo de informar a posibles inversores que tengan interés de beneficiarse de nuestra investigación.

7.2 TAREAS

Con la finalidad de simplificar y clarificar los costes asociados, se ha dividido todo el proceso de investigación y desarrollo del proyecto en una serie de categorías denominadas tareas, que en su conjunto componen la estructura del proyecto y que se caracterizan por una serie de esfuerzos asociados, estas tareas en conjunto como se ha explicado componen el proyecto y tienen un cómputo de horas asociadas, en la Tabla 7.1, se indica cada tarea y el número de horas dedicadas a realizarla:

Tabla 7.1. Información sobre el número de horas empleadas en cada tarea que comprende el proyecto.

TAREA	Tiempo (horas)
<i>Investigación Bibliográfica</i>	50
<i>Investigación Distribuidores de Membranas</i>	10
<i>Estudio Teórico</i>	30
<i>Programación en Matlab</i>	150
<i>Desarrollo de la Memoria</i>	100
<i>Comunicación</i>	20
TOTAL	360

A continuación se describen los contenidos asociados a cada una de las tareas anteriormente mencionadas:

- ✓ **Investigación Bibliográfica:** Abarca el tiempo empleado en la comprensión y lectura de los diferentes artículos empleados para el desarrollo del proyecto, entre los que se incluyen investigaciones similares junto a sus resultados, fundamentos teóricos, correlaciones empíricas...etc.
- ✓ **Investigación Distribuidores de Membrana:** En esta tarea se recogen los esfuerzos destinados a la búsqueda de distribuidores de las membranas poliméricas hidrófobas que reunieran las características requeridas en esta investigación.
- ✓ **Estudio Teórico:** Tiempo empleado en comprender, clarificar y desarrollar un modelo matemático, basado en los procesos de transferencia de calor y masa que gobiernan el funcionamiento de un Absorbedor compacto.

- ✓ **Programación en Matlab:** Incluye todas las tareas asociadas a la programación del modelo matemático en lenguaje .M, tanto a posibles configuraciones alternativas no mostradas en esta investigación como el resultado final.
- ✓ **Desarrollo de la Memoria:** Tiempo dedicado a escribir la memoria, elaboración de figuras, tablas, diseño de estructura...etc.
- ✓ **Comunicación:** Tiempo empleado en la comunicación, tanto por correo como telefónicamente, con los diferentes proveedores de membranas del mercado actual y los tutores del proyecto.

En conclusión estableciendo la jornada laboral en 8 horas diarias y teniendo en cuenta el número de horas empleadas en desarrollar el proyecto y finalizar el proyecto, podemos decir que se han empleado dos meses en su consecución.

7.3 COSTES

Para el desarrollo de los costes, se divide el presupuesto en cuatro grupos importantes: Personal, material, licencias y costes indirectos.

7.3.1 Personal

En la Tabla 7.2, se describen los salarios por hora de los hipotéticos trabajadores, empleados durante el proyecto según sus competencias:

Tabla 7.2. Descripción retribución por hora de cada uno de los trabajadores empleados en el proyecto.

PERSONAL	SALARIO (€/hora)
Jefe de Proyecto	40
Programador	25
Analista	25

A continuación en la Tabla 7.3, según el número de horas desempeñadas por cada empleado en cada una de las tareas del proyecto se realiza un cálculo total de los costes incurridos en personal:

Tabla 7.3. Cálculo total de los gastos incurridos en personal a lo largo del proyecto.

TAREA	Jefe de Proyecto	Programador	Analista	TOTAL
<i>Investigación Bibliográfica (h)</i>	10	-	40	50
<i>Investigación Distribuidores de Membranas (h)</i>	1	-	9	10
<i>Estudio Teórico (h)</i>	6	4	20	30
<i>Programación en Matlab (h)</i>	5	120	25	150
<i>Desarrollo de la Memoria (h)</i>	20	5	75	100
<i>Comunicación (h)</i>	10	2	8	20

Horas/Empleado	52	131	177	360
Costes (€)	2080	3275	4425	9780

7.3.2 Material, licencia y costes indirectos

El material empleado para la realización del proyecto es un ordenador HP®Pavillion 15-n024ss con procesador Intel®Core i5 4200U, valorado en 433 €. La licencia académica de MATLAB®2012 necesaria para el desarrollo del proyecto es de 900 €.

Dentro de los costes indirectos se incluyen coste de electricidad, conexión a Internet, climatización, agua y coste de las instalaciones cuyo valor asciende a 2000 €.

7.4 RESUMEN

Con los costes considerados en los apartados anteriores, podemos detallar en una tabla el valor bruto del proyecto, representado en la Tabla 7.4.

Tabla 7.4. Descripción y valor de los diferentes costes incurridos en el proyecto.

CATEGORÍA	COSTES (€)
Salariales	9780
Material	433
Licencia	900
Indirectos	2000
TOTAL	13113

7.5 COSTES TOTALES

Para el desglose de los costes totales se tiene en cuenta un riesgo del 5 %, un beneficio del 15% y el valor correspondiente de I.V.A. (21%). Que se describe en la Tabla 7.5.

Tabla 7.5. Presupuesto total del proyecto y desglose.

TIPO	COSTES (€)
Total	13113
Riesgo	655.65
Beneficio	15079.95
I.V.A.	3166.79
COSTE TOTAL	18246.74

El valor total del proyecto es de **DIEZIOCHO MIL DOSCIENTOS CUARENTA Y SEIS CON SETENTA Y CUATRO** euros.

CAPITULO 8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

8.1 CONCLUSIONES

A partir de la visión global que nos ofrecen las investigaciones y desarrollo del modelo en que se basa el Absorbedor, podemos llegar a una serie de conclusiones al respecto de los resultados arrojados por el presente proyecto.

En primer lugar es preciso reseñar que debido a los procesos termodinámicos y los fluidos involucrados en el funcionamiento de un Absorbedor, cualquier simulación de su comportamiento será siempre una aproximación o predicción, que aunque sea muy aproximada y nos sirva para conocer el comportamiento de este componente, habrá que comparar con resultados experimentales, debido a los siguientes puntos expuestos:

El modelo matemático en que se basa la programación está sometido a la exactitud de las correlaciones empleadas. Se ha realizado un esfuerzo desde el punto de vista de investigación para la obtención de correlaciones que representasen de la manera más fiable posible el comportamiento de un proceso tan complejo como es la transferencia de masa y calor simultánea en una mezcla bifásica.

Otro punto, que restringe la exactitud del modelo con respecto a la realidad, consiste en la serie de hipótesis, que establecen los fundamentos sobre los que se construye el modelo matemático.

Aunque como hemos comentado, el presente modelo se considera una aproximación y simulación del comportamiento real del Absorbedor, con el desarrollo de este proyecto se ha obtenido un modelo que describe el comportamiento de un Absorbedor basado en microcanales, que se podrá emplear como base para realizar una instalación experimental y obtener el diseño más adecuado, dependiendo de las necesidades del sistema de refrigeración. Por lo tanto, la principal ventaja de este estudio es el reflejo del comportamiento y análisis de variabilidad de diferentes alternativas de diseño de un Absorbedor.

En la presente investigación se ha conseguido predecir el comportamiento del Absorbedor detectándose que la mayor parte de la absorción se produce en el primer término de este, registrándose un aumento repentino de la temperatura de la disolución acuosa. Esta evolución es producto de dos procesos que explican el comportamiento de la disolución acuosa a lo largo del Absorbedor, el primero explica la reducción de la capacidad de absorción de dicho fluido: La disolución acuosa al absorber el vapor de agua procedente del Evaporador absorbe el calor latente de dicho fluido, con lo que se produce un aumento de la temperatura lo que provoca una reducción de la capacidad de absorción de la disolución acuosa. Por lo que tanto el aumento de la temperatura como el flujo de vapor absorbido se van atenuando como se muestra en los datos analizados. El otro proceso tiene que ver con la cesión de calor de la disolución acuosa hacia el flujo de agua de enfriamiento. A medida que ambos fluidos circulan a lo largo del Absorbedor, y producto de la cesión del calor, el agua de enfriamiento va acumulando calor y aumentando su



temperatura, produciéndose una menor cesión de calor y por lo tanto produciéndose un aumento de la temperatura de la disolución acuosa sigue aumentando, por lo que se produce una merma de capacidad de absorción del fluido absorbente. Esto arroja luz a la hora de emplear mejoras técnicas que favorezcan la transferencia de calor en esta zona crítica dentro del proceso.

Además, se ha llegado a la conclusión de que los principales parámetros que afectan al comportamiento del Absorbedor son: Las dimensiones del canal confinado por el que circula la disolución acuosa, debido a que se buscan diseños compactos prestaremos especial atención al espesor. Su efecto sobre el área transversal a la dirección de dicho fluido, produce un aumento de la velocidad del fluido, el cual a su vez produce un aumento de la difusión del vapor de agua en la interfase vapor de agua-disolución. Otro factor con una gran influencia sobre la capacidad de absorción de la disolución acuosa por el vapor de agua consiste en la concentración del LiBr, a mayor sea mejores eficiencias de absorción se registran. Otros parámetros con gran impacto son la presión de entrada del vapor, cuyo efecto sobre el proceso de transferencia de masa es capital, junto a las características dimensionales de la membrana, en concreto su espesor, porosidad y diámetro medio de poro cuyo efecto sobre la resistencia al paso del flujo de vapor ha de ser tenido en cuenta.

8.2 LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN FUTURAS

El actual estudio puede servir como base para futuras investigaciones e incluso para proyectos en los que se desarrollen instalaciones experimentales, ya que ayuda a comprender el tipo de comportamiento del Absorbedor en un diseño muy efectivo, cuya variación y análisis de los parámetros de diseño más significativos ha sido reflejada. Sin embargo, no podremos tomar los resultados de esta investigación como realidad absoluta debido a que se trata de una aproximación a la realidad basada en correlaciones experimentales, como se comentó en la conclusión. Pero esta investigación sí sirve para reflejar entre unos límites qué se espera encontrar a lo largo del funcionamiento de un componente de dichas características en la realidad. Debido a que no se puede realizar una validación de la investigación ya que no se encuentran investigaciones actualmente completas y que traten sobre este tipo de diseño de Absorbedor, las esperables futuras investigaciones a realizar, deben estar encaminadas a desarrollar una instalación experimental basada en esta investigación para cotejar los resultados y obtener un estudio más robusto, además de si se encuentran en él unos resultados interesantes, promocionar dicho diseño.

CAPÍTULO 9. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1]: Documento del IDAE “Biomasa y Climatización”. Consultado 11/2014.
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10980_Biomasa_climatizacion_A2008_A_598d1ce7.pdf
- [2]: Francisco Armijo, “Cien años de Análisis de las Aguas Mineromedicinales”. Publicaciones Universidad Carlos III de Madrid. Consultado 11/2014.
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>
- [3]: César A. Saiza et al. “Análisis Termodinámico de un Sistema de Absorción Usando Soluciones de Menometilamina –Agua para la Conservación de Alimentos”. Consultado 11/2014.
<http://www.scielo.org.co/pdf/bsaa/v8n1/v8n1a03.pdf>
- [4]: Autor Desconocido, “Antecedentes históricos de la refrigeración”, Procedente Biblioteca Universitat Politècnica de Catalunya. Consultado 11/2014.
http://biblioteca.upc.es/bib240/serveis/fhct/expo_et/refrig.pdf
- [5]: “Reglamento de Instalaciones de Calefacción, Climatización y Agua Caliente Sanitaria (R.D. 1618/1980, de 4 de julio), y sus Instrucciones Técnicas complementarias” (ITIC) (Orden de la Presidencia del Gobierno de 16 de julio de 1981). Consultado 11/2014.
<http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>
- [6]: Iniciativa AVANZA CO2, Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas, Universidad Politécnica de Madrid, en conjunto del Gobierno de España y empresas del sector. Consultado 11/2014.
<http://www.minas.upm.es/investigacion/co2/cambioClimatico.Esp.htm>
- [7]: Tecnología de Absorción de simple y doble efecto, ABSORSYSTEM S.L. Consultado 11/2014.
<http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-simple-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua>
- [8]: Srikin.P, Aphornratana.S, Chungpaibulpatana.S, “A review of absorption refrigeration technologies”. Renewable and Sustainable Energy Reviews (Dec.2001). Consultado 12/2014.
- [10]: Jesús Cerezo. “Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción”. PhD Thesis Universidad Rovira i Virgili (2006). Consultado 10/ 2014.
- [11]: Alejandro Zacarías Santiago. “Transferencia de Masa y Calor en Absorbedores Adiabáticos con Aplicación de la Disolución Nitrato de Litio-Amoníaco”. PhD Thesis Universidad Carlos III (2009). Consultado 10/2014.
- [12]: Javier Bravo Méndez. “Sistemas de Refrigeración por Absorción ” PhD Thesis Universidad Profesional Culhuacán (2011)
- [13]: Manuel López-Rivadulla Sáenz. “Modelización de un absorbedor de burbujas de geometría cilíndrica utilizando la disolución amoníaco-nitrato de litio” PFC Universidad Carlos III (2011). Consultado 10/2014.
- [14]: J. D. Thorud, James A. Liburdy, “Microchannel membrane separation applied to confined thin film desorption”, Experimental Thermal and Fluid Science (Aug.2006). Consultado 10/2014.

- [15]: Drost K, Liburdy J, Paul B, Peterson R. “*Enhancement of heat and mass transfer in mechanically constrained ultra thin films*”. DOE Final report no. FC36-01GO11049; (2005). Consultado 12/2014.
- [16]: Martínez. L, Rodríguez-Maroto. J.M, “*On transport resistances in direct contact membrane distillation*”, Journal of Membrane Science (May 2007). Consultado 10/2014.
- [17]: Md Raisul Islam, N.E Wijesundera, “*Performance study of a falling-film absorber with a film-inverting configuration*”. International Journal of Refrigeration (Dec 2003). Consultado 10/2014.
- [18]: Ahmed Hamza H. Ali, “*Design of a compact absorber with a hydrophobic membrane contactor at the liquid–vapor interface for lithium bromide–water absorption chillers*”, APPLIED ENERGY (April 2010). Consultado 09/2014.
- [19]: Ahmed Hamza H. Ali, Peter Schwerdt, “*Characteristics of the membrane utilized in a compact absorber for lithium bromide-water Absorption Chillers*”, International Journal of Refrigeration (Dec. 2009) .Consultado 09/2014.
- [20]: J.S. Yu, W.S. Changt, W.L. Haskin, “*Use of membrane transport in an absorption thermal transfer cycle*” J Thermophys Heat Transfer, 6 (2) (1992), pp. 371–376. Consultado 10/2014.
- [21]: Schaal F., Weimer T., Stroh N., Walitza E., Mattes H, Hasse H. “*Membrane contactors for absorption refrigeration*”. In: 10th Aachen membrane colloquium, 16–17 March 2005, Aachen, Germany; 2005. Consultado 10/2014.
- [22]: V.D. Alves, I.M. Coelho “*Study of mass and heat transfer in the osmotic evaporation process using hollow fiber membrane contactors*”. J Membr Sci, 289 (2007), pp. 249–257. Consultado 09/2014.
- [23]: TECNOLOGÍAS DE LOS PLÁSTICOS Blogspot. Consultado 09/2014.
<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es/>
- [24]: Catálogo Plastic Bages Industrial S.L. Consultado 09/2014.
<http://www.plasticbages.com/caracteristicaspoliopropileno.html>
- [25]: Catálogo Inalcoa. Consultado 09/2014.
<http://www.inalcoa.net/catalogo/plasticos-2/plasticos-pvdf/>
- [26]: Hoja de características de Sipem (Sociedad Polímeros Extraídos y Moldeados). Consultado 09/2014.
<http://www.sipem.es/pdf/PTFE.pdf>
- [27]: Información Catálogo Kindinsulation. Consultado 02/2015.
<http://www.kindinsulation.com/a/PRODUCTS/2014/0430/56.html>
- [28]: Información Catálogo ADVANTEC MFS. Consultado 02/2015.
<http://www.advantecmfs.com/catalog/filt/membrane.pdf>
- [29]: Información Catálogo Merck-Milipore. Consultado 02/2015.
<http://www.merckmillipore.com/ES/es/products>
- [30]: Propiedades Aceros Austeníticos y detalle estructura. Consultado 03/2015.
www.upv.es/materiales.
- [31]: Detalle estructura Membrana PTFE. Consultado 03/2015.
www.goodfellow.com
- [32]: Shah, R.K., London, A.L., 1978. “*Laminar flow forced convection in ducts. In: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*”. Advances in Heat Transfer, Suppl. 1. Academic Press, NewYork. Consultado 11/2014.



- [33]: ASHRAE. 2005ASHRAE Handbook of fundamentals. American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta (GA); 2005.Consultado 11/2014.
- [34]: Florides. G.A, Kalogirou. S.A., Tassou S.A., Wroble. L.C., "*Design and construction of a LiBr–water absorption machine*", Energy and Conversion Management (Sept. 2003) .Consultado 11/2014.
- [35]: S.B. Iversen, V.K. Bhatia, K. Dam-Johansen, G. Jonsson "*Characterization of microporous membranes for use in membrane contactors*". J Membr Sci, 130 (1997), pp. 205–217.Consultado 12/2014.
- [36]: T. Kashiwagi, Y. Kurosaki, I. Nikai "*Heat and mass diffusions in the absorption of water vapor by aqueous solution of lithium bromide*" Trans JAR, 1 (1) (1984), pp. 89–98. Consultado 11/2014.
- [37]: P.T. Tsilinguiris, "*Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C*". (Sept. 2007). Consultado 02/2015.
- [38]: Y.Kaita, "*Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperaturas*", International Journal of Refrigeration (Aug. 2001). Consultado 11/2014.
- [39]: R.N. Isfahani, Sampath. S, "*Absorption characteristics of lithium bromide (LiBr) solution constrained by superhydrophobic nanofibrous structures*", International Journal of heat and mass transfer (Aug. 2013).Consultado 02/2015

CAPÍTULO 10. ANEXO

10.1 CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN:

13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 1 of 9

```
#####
%
%      SIMULACIÓN ABSORBEDOR BASADO EN TECNOLOGÍA DE MEMBRANAS      %
%
%      ÁLVARO MARCOS PERCHÍN                                         %
%
#####

%Definimos las condiciones de funcionamiento del ciclo, especificando las
%unidades de cada una: temperaturas(°C), concentraciones(%), caudales
%másicos(kg/s) y también la presión del vapor (Pa)
tcw=25;
tref=12;
tsol=25;
%Supongo una temperatura de salida de la solución (°C), que coincide en altura
%con las de entrada de el agua de refrigeración y la del refrigerante
mref=0.0005;
mcw=(0.005/100);
msol=(0.005/200);
acasol=msol;
acaref=mref;
xsol=0.6;
%Defino este término que me servirá para calcular las sucesivas
%concentraciones de las diferentes iteraciones
partsup=xsol*msol;
%Defino presión del vapor en Pa pv a t=12°C es 1370 Pa
pv=1370;
%Lo paso a kPa para posteriores cálculos
p=pv/1000;
%Temperatura a la que esta saturado el vapor a la pv=1.37kPa
tact=tref;
%Calor latente de evaporación (J/kg)
lvap=2257000;
%Introducimos el número de discretizaciones que realizaremos
n=100;
%Definimos las dimensiones de los diferentes componentes del absorbedor(m)
%y conocido el número de discretizaciones calculamos el diferencial de
%altura
espref=0.02;
espsol=0.0002;
espcw=0.0002;
hchann=0.2;
wchref=0.3;
wchsol=0.001;
wchcw=0.0025;
Ay=hchann/n;
dA=wchsol*Ay;

%Calculamos el diámetro hidráulico de todos los canales
dhref=(2*wchref*espref/(wchref+espref));
dhsol=(2*wchsol*espsol/(wchsol+espsol));
dhcw=(2*wchcw*espcw/(wchcw+espcw));
%Definimos características de la membrana
espmemb=0.00006;
por=0.8;
```



13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 2 of 9

```
tort=((2-por)^2)/por;
dporos=0.000001;
kmb=0.22;
espsop=0.0005;
ksp=0.17;
%cmemb=1800;
%denmemb=2200;
%vmemb=espmemb*wchann*Ay;
%mmemb=vmemb*denmemb*(1-por);
%Definimos características de la capa metálica: espesor(m), denmet(kg/m^3),
%cmet(J/kg*K) calor específico y kmet(W/mk) conductividad térmica, volumen
%(m^3) y finalmente masa (kg).
espmet=0.0005;
denmet=7800;
cmet=510;
kmet=16.3;
%vmet=espmet*wchann*Ay;
%mmet=vmet*denmet;
%Definimos las propiedades de los materiales empleados y tmb propiedades de
%los fluidos mh2o(kg/mol), Dh20libr(m^2/s)
mh2o=0.01801528;
Dh20libr=0.0000000154;
%Calculamos los Nusselt's de los diferentes canales que son funcion de las
%dimensiones de estos
if espsol<=wchsol
    arsol=(espsol/wchsol);
else
    arsol=(wchsol/espsol);
end
if espref<=wchref
    boom=(espref/wchref);
else
    boom=(wchref/espref);
end
if espcw<=wchcw
    arcw=(espcw/wchcw);
else
    arcw=(wchcw/espcw);
end

nusol=8.235*(1+arsol*(-2.042+arsol*(3.085+arsol*(-2.477+arsol*(2.702-0.548*arsol)))));
nuref=7.541*(1+boom*(-2.61+boom*(4.97+boom*(-5.119+boom*(1.058-0.186*boom)))));
nucw=8.235*(1+arcw*(-2.042+arcw*(3.085+arcw*(-2.477+arcw*(1.058-0.186*arcw)))));
%Cargamos los vectores de la matriz de hdilution en funcion de la
%concentración, las entalpias en kJ/kg
hdil=[0.5 0.51 0.52 0.53 0.54 0.55 0.56 0.57 0.58 0.59 0.6 0.61 0.62 0.63 0.64 0.65;
130 150 170 195 220 250 270 300 320 350 370 390 410 430 440 450];
%Pre-Definición vectores en los que se depositarán los valores que
%estudiaremos en graficas, son: xsol, tsol, tcw, tref, tm, respecto a la
%altura discretizada Ay
vecxsol=zeros(n,1);
vecmsol=zeros(n,1);
vecmref=zeros(n,1);
vecxysol=zeros(n,1);
vecyref=zeros(n,1);
```



13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 3 of 9

```
vecreycw=zeros(n,1);
vecps=zeros(n,1);
vecpv=pv*ones(n,1);
veckov=zeros(n,1);
vecrm=zeros(n,1);
vecrintsv=zeros(n,1);
vecp0=zeros(n,1);
vecJ=zeros(n,1);
vecmvtras=zeros(n,1);
vecsum=zeros(n,1);
vecabsrate=zeros(n,1);
vectsol=zeros(n,1);
vectcw=zeros(n,1);
vechref=zeros(n,1);
vechsol=zeros(n,1);
vechcw=zeros(n,1);
vecUsolref=zeros(n,1);
vecUsolcw=zeros(n,1);
veckref=zeros(n,1);
vecksol=zeros(n,1);
veckcw=zeros(n,1);
vectref=zeros(n,1);
vectm=zeros(n,1);
vecis=zeros(n,1);
veciref=zeros(n,1);
vecQ2=zeros(n,1);
vecQ5=zeros(n,1);
vecQref=zeros(n,1);
vecQsol=zeros(n,1);
vecQcw=zeros(n,1);
vecdif=zeros(n,1);
vecdifref=zeros(n,1);
vecpw=zeros(n,1);
ejex=1/n:1/n:1;
%Declaración de CONSTANTES que intervendrán en el bucle, para obtener
%diferentes parámetros:

%Constantes para calcular la temperatura del refrigerante absorbido por la
%solución.ASHRAE.
b0=-2.00755;
b1=0.16976;
b2=-0.003133362;
b3=0.0000197668;
c0=124.937;
c1=-7.71649;
c2=0.152286;
c3=-0.00079509;

%Constantes para calcular presión parcial del refrigerante en la solución a
%partir de la temperatura del refrigerante.ASHRAE
c=7.05;
d=-1596.49;
e1=-104095.5;

%Constantes para obtener iv ó iref <kJ/kg>.A.12 FLORIDES
```

13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 4 of 9

```

hsh1=2513.2+32.508*log(p);
hsh2=2689+p*(-0.1193+0.00001*p);
difhs=hsh2-hsh1;
%Constantes para obtener la entalpia de la solución.A.3.FLORIDES

f0=-2024.33;
f1=163.309;
f2=-4.88161;
f3=0.06302948;
f4=-0.0002913704;
g0=18.2829;
g1=-1.1691757;
g2=0.03248041;
g3=-0.0004034184;
g4=0.0000018520569;
h0=-0.037008214;
h1=0.0028877666;
h2=-0.000081313015;
h3=0.00000099116628;
h4=-0.000000044441207;
q=0;
nc=0;
error=1;
sum=0;
for i=1:n
    %Calculamos las propiedades termodinámicas de los fluidos refrigerante
    %y agua refrigerada para calcular los números de reynolds de los
    %diferentes fluidos.
    %Magnitudes agua refrigerada
    dencw=1002.3052+tcw*(-0.019075+tcw*(-0.0059003+tcw*0.000015451));
    viscw=0.0000001*(1791.74424+tcw*(-55.4567974+tcw*(0.9795876934+tcw*
(-0.008913055428199999+tcw*0.000031538716146))));
    vcw=(mcw/(dencw*vcw*dhcw/viscw));
    reycw=(dencw*vcw*dhcw/viscw);
    vecreycw(i,1)=reycw;
    %Magnitudes refrigerante
    denref=pv*mh2o/8.314472*tref;
    %denref=(1/(202.9035477661+tcw*(-11.83083758+tcw*(0.28077931731+tcw*
(-0.00297197798+tcw*0.00001147965))));
    visref=80.5813186+tref*(0.4000549451);
    vref=(mref/(denref*whref*espref));
    reyref=(denref*vref*dhref/visref);
    vecreyref(i,1)=reyref;
    %Calculamos los coeficientes globales de transferencia de calor, para
    %lo que hemos de calcular los coeficientes convectivos de los
    %diferentes fluidos, para cuyo cálculo previamente hemos de calcular
    %los coeficientes de conductividad térmica de dichos fluidos Obtenidos
    % del FLORIDES y TSILINGIRIS.

    %Coeficientes conductividad térmica (W/mK)

    %ksol
    if (tsol+273.15)>= 313
        k1=0.62979-(0.3081*xsol);

```



13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 5 of 9

```

k2=0.65388-(0.3191795*xsol);
d12=(k2-k1)*(tsol-40)/20;
ksol=k1+d12;
else
k1=0.62979-(0.3081*xsol);
k3=0.59821-(0.291897*xsol);
d13=(k3-k1)*(40-tsol)/20;
ksol=k1+d13;
end
%kref
kref=0.001*(17.61758242+tref*(0.05558941059+0.0001663336663*tref));
%kcw
kcw= 0.5520119+tcw*(0.0027103175+tcw*(-0.00002671875+tcw*(0.00000018923611-
0.00000000065104167*tcw)));
%kmemb
kmemb=((kref*por)+(kmb*(1-por)));
%ksop
ksop=((kref*por)+(ksp*(1-por)));
%Ahora pasamos a calcular los coeficientes convectivos de los
%diferentes fluidos (W/m^2K)

hsol=((nusol*ksol)/dhsol);
href=((nuref*kref)/dhref);
hcw=((nucw*kcw)/dhw);

%Finalmente pasamos a calcular los coeficientes globales de
%transferencia de calor que emplearemos a lo largo de la rutina
%(W/m^2K)

Usref=hsol*kmemb*href/(kmemb*(hsol+href)+espmemb*hsol*href);
%Usref=ksop*kmemb*hsol*href/(kmemb*href*(ksop+espsop*hsol)+ksop*hsol*
(kmemb+espmemb*href));
Uscw=hsol*kmet*hcw/(kmet*(hcw+hsol)+espmemb*hsol*hcw);
%Umlref=ksop*kmemb*href/(ksop*kmemb*href+(espsop*kmemb+espmemb*ksop));
Umlref=href*kmemb/(kmemb+espmemb*href);
vecUsolref(i,1)=Usref;
vecUsolcw(i,1)=Uscw;
%Realizo diferentes balances de energía teniendo en cuenta que la
%transferencia de calor Q2=Q3=Q4, con lo que despejo tm1 y tm2,
%obteniendo tm, necesario para calcular la transferencia de masa de
%vapor J
%Tambien calculo Q5 calor transferido de la solución al agua
%refrigerada
Q5=Uscw*dA*(tsol-tcw);
vecQ5(i,1)=Q5;
%Calculo Q2 instrumento fundamental que emplearemos en los balances de
%energía para despejar diferentes incógnitas
Q2=Usref*dA*(tsol-tref);
vecQ2(i,1)=Q2;
%BE Q2=Q3, despejamos tm1
tm1=(hsol*dA*tsol-Q2)/(hsol*dA);
%BE Q2=Q4, despejamos tm2
tm2=(href*dA*tref+Q2)/(href*dA);
%Obtenemos tm, que emplearemos en el cálculo de rm, una resistencia
%másica, que nos sirve para obtener la transferencia de masa

```



13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 6 of 9

```

tm=(tm1+tm2)/2;

%Cálculo de la resistencia de la membrana a la transferencia de masa
%en el modelo de Hamza Ali lo llama km, yo rm para diferenciar y no
%hacerme el lío
rm=((2*por*dporos)/(3*tort*espmemb))*(((2*mh2o)/(pi*8.314472*(tm+273.15)))^(1/2));
vecrm(i,1)=rm;
%Para obtener el valor de la resistencia de la interfase membrana
%disolución antes tenemos que definir una serie de magnitudes tales
%como: viscosidad,densidad...Estas dependientes de las temperaturas y
%concentraciones de la disolución y de la velocidad de flujo
%dependiente del flujo másico, las dimensiones y la densidad de la
%disolucion acuosa de LiBr.

%viscosidad (kg/ms)
a1= -494.122+(xsol*100)*(16.3967-0.14511*(xsol*100));
a2= 28606.4+(xsol*100)*(-934.568+8.52755*(xsol*100));
a3= 70.3848+(xsol*100)*(-2.35014+0.0207809*(xsol*100));
b=a1+(a2/(tsol+273))+a3*log(tsol+273);
visol=exp(b)/1000;
%densidad (kg/m^3)
densol=1145.36-0.333393*(273+tsol)+xsol*(470.84-0.571749*(273+tsol))+1374.
79*xsol);
%velocidad de la disolución (m/s)
vsol=(msol/(densol*wchsol*espsol));
%calculamos de paso el reynolds de la disolución
reysol=(densol*vsol*dhsol/visol);
vecreysol(i,1)=reysol;
%Pasamos a obtener el valor de la resistencia de la interfase
%vapor-disolución
rintsv=(Dh2olibr*0.18/dhsol)*(((densol*vsol*dhsol)/visol)^(0.86))*((visol/
(densol*Dh2olibr))^(0.33));

%Calculamos la presión parcial del vapor en la disolución acuosa a
%través de la expresión del ASHRAE calculando a través de la
%temperatura de la solución la temperatura del refrigerante absorbido
%por la disolución ya que la presión a calcular es la, el valor sale en kPa y como
en la
%ecuación del coeficiente hay que meterlo en Pa, lo multiplicamos por
%1000.
trefs=(tsol-c0-(xsol*100)*(c1+(xsol*100)*(c2+(xsol*100)*c3)))/(b0+(xsol*100)*
(b1+(xsol*100)*(b2+(xsol*100)*b3)));
%Ahora pasamos trefs a kelvin por que es lo que requiere la expresión
trfklv=trefs+273;
%el +3 ese del final es debido a pasarlo a Pa ya que el resultado
%da en kPa así al mutiplicar por 1000 lo dejo en Pa para meterlo en la
%siguiente expresión
ps=10^(((el+trfklv*(d+c*trfklv))/(trfklv^2))+3);

%Expresión de la densidad del agua a temperatura de la solución en
%grados celsius
dh2otsol=1002.3052+tsol*(-0.019075+tsol*(-0.0059003+0.000015451*tsol));

%Se obtiene la presión de saturación del vapor de la correlación A.8 FLORIDES
psat=0.6108+tsol*(0.0444+tsol*(0.0014+tsol*(0.00003+tsol*(0.0000002+tsol*

```



13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 7 of 9

```
(0.000000003+tsol*0.000000000002)))));
    %Pasamos de kPa a Pa
    p0=psat*1000;
    vecp0(i,1)=p0;
    vecrintsv(i,1)=rintsv*dh2otsol/p0;
    %Pasamos a calcular el coeficiente de transferencia total dividimos
    %psat entre 1000 debido a que está en kPa y hay que meterlo en Pa
    kov=(rm*dh2otsol*rintsv/(dh2otsol*rintsv+p0*rm));
    veckov(i,1)=kov;
    difp=pv-ps;
    %Calculamos la transferencia de masa J1
    J=kov*(pv-ps);
    mvtras=J*dA;
    msol1=msol+mvtras;
    mref1=mref-mvtras;
    xsol1=partsup/msol1;

    %Pasamos a calcular tsol1 a través de balance de energía global y en
    %concreto a través de la expresión de la entalpía de la disolución

    %Calculamos hdilution mediante interpolación <kJ/kg>
    l=0;
    while xsol>=hdil(1,l+1)
        l=l+1;
    end

    if xsol==hdil(1,l)
        id=hdil(2,l);
    else
        id = hdil(2,l)+((xsol-hdil(1,l))*((hdil(2,l+1)-hdil(2,l))/(hdil(1,l+1)-hdil(1,
1))));
    end

    %Calculamos la entalpía del vapor expresión FLORIDES A.12 iref <kJ/kg>
    %con tref(°C), que es la temperatura en cada momento del
    %refrigerante y tact temperatura vap saturado a psaturacion del vapor
    %que es 1370 Pa, la cual pasamos a kPa en "p", temperaturas en
    %celsius
    deft=tref-tact;
    iref=((difhs/100)*deft)+hsh1;

    %Calculamos la entalpía de la solución también expresión del florides
    %A.3 en <kJ/kg>, temperaturas en celsius y concentraciones en %.
    f=f0+(xsol*100)*(f1+(xsol*100)*(f2+(xsol*100)*(f3+f4*(xsol*100))));
    g=g0+(xsol*100)*(g1+(xsol*100)*(g2+(xsol*100)*(g3+g4*(xsol*100))));
    h1=h0+(xsol*100)*(h1+(xsol*100)*(h2+(xsol*100)*(h3+h4*(xsol*100))));
    is=f+tsol*(g+h1*tsol);
    vecis(i)=is;
    %Finalmente con estos componentes calculamos la entalpía de absorcion
    % (kJ/kg)
    iabs=iref-is+id;
    variable=J*iabs-Usref*(tsol-tref)-Uscw*(tsol-tcw);
    vecvariable(i,1)=variable;
    %Con estos datos puedo obtener la entalpía de la solución en la
```

13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 8 of 9

```
%siguiente iteración, suponiendo que Tint,s,v es aproximadamente Tsol
isl=(mvtras*iabs+msol*is-0.001*(Umlref*dA*(tsol-tref)+Uscw*dA*(tsol-tcw)))/msol1;
%Una vez calculado isl aprovecho para calcular el calor absorbido por
%un diferencial en el canal de la solución
Qsol=msol*(isl-is);
vecQsol(i,1)=Qsol;
%Una vez conocido el valor de isl en las mismas unidades que en la
%expresión que tomamos en el KAYTA, es decir en kJ/kg para obtener
%tsol1 en grados celsius y sabiendo que este depende de la
%temperatura de la solución en el siguiente estadio, utilizo la
%función roots para resolver la ecuación de 2º grado
%hs*tsol1^2+gs*tsol1+(termino independiente), obteniendo las raices de
%dicho polinomio y quedandome con la positiva
fs=f0+(xsol1*100)*(f1+(xsol1*100)*(f2+(xsol1*100)*(f3+f4*(xsol1*100))));
gs=g0+(xsol1*100)*(g1+(xsol1*100)*(g2+(xsol1*100)*(g3+g4*(xsol1*100))));
hs=h0+(xsol1*100)*(h1+(xsol1*100)*(h2+(xsol1*100)*(h3+h4*(xsol1*100))));
v=fs-isl;
w=[hs gs v];
r=roots(w);
if r(1)>0
    tsol1=r(1);
else
    tsol1=r(2);
end
%En este apartado del desarrollo pasamos a calcular tcw1, a partir del
%BE Q5
%Expresión calor específico del agua <J/kg*K> FLORIDES A.13
cpw=4217.7377+tcw*(-3.0481614+tcw*(0.0780295139+tcw*(-0.000798668982+0.
000003216145833*tcw)));
vecpw(i)=cpw;
tcw1=(Uscw*dA*tsol+tcw*(mcw*cpw-Uscw*dA))/(mcw*cpw);
%Aprovechando que ya conocemos el valor de tcw1 calculamos el calor
%absorbido en cada diferencial del canal de agua refrigerada.
Qcw=mcw*cpw*(tcw1-tcw);
vecQcw(i,1)=Qcw;

%Después y basándonos en el BE Q2, suponiendo que no se acumula calor
%ni en el material de la membrana ni en los poros de ésta y que se
%transmite todo al refrigerante como la expresión canónica del FLORIDES
%de la que vamos a despejar tref1, está en kJ/kg, pasamos Q2 a kJ
%dividiendo por 1000
iref1=(0.001*Q2+iref*mref)/mref;
%Aprovechamos para calcular esa potencia térmica
Qref=mref*(iref1-iref);
vecQref(i,1)=Qref;
vecdifref(i)=abs(iref1-iref);
%Una vez conocido iref1, despejamos a través de la expresión FLORIDES
%A.12 iref1 en kJ/kg la temperatura tref1 (°C)
tref1=(100*(iref-hsh1))/(hsh2-hsh1)+tact;
tref1=((100*(hsh1-iref1))/(difhs))+tact;
%Una vez realizados los cálculos de las diferentes temperaturas,
%concentraciones y masas de cada discretización guardamos dichos
%valores en un vector
vecxsol(i,1)=xsol;
vecmsol(i,1)=msol;
```




13/04/15 1:02 C:\Users\Alvaro...\CuerpomatPresentacion.m 9 of 9

```
vecmref(i,1)=mref;
vecJ(i,1)=J;
vecps(i,1)=ps;
vecmvtras(i,1)=mvtras;
sum=sum+mvtras;
vecsum(i,1)=sum;
vecabsrate(i,1)=vecsum(i,1)/acasol;
vectsol(i,1)=tsol;
vectcw(i,1)=tcw;
vectref(i,1)=tref;
vecksol(i,1)=ksol;
veckcw(i,1)=kcw;
veckref(i,1)=kref;
vechsol(i,1)=hsol;
vechcw(i,1)=hcw;
vechref(i,1)=href;
vectm(i,1)=tm;
veciref(i,1)=iref;
vecdif(i,1)=difp;
vecdifref(i,1)=iref-hsh1;

%Trasponemos los valores de los distintos parámetros variables
msol=msol1;
mref=mref1;
xsol=xsol1;
tsol=tsol1;
tcw=tcw1;
tref=tref1;
nc=nc+1;
end

%Finalmente Pasamos a obtener valores globales de la variación de flujo
%másico absorbido y del ratio de absorción
Amsol=vecmsol(100,1)-vecmsol(1,1);
AbsorptionRatio=vecabsrate(100,1)-vecabsrate(1,1);
```

